

Avant-propos

Tout d'abord, je désire vivement remercier Monsieur Dominique MARCHIO, mon directeur de thèse, professeur à l'Ecole des Mines de Paris, de m'avoir accueilli dans son équipe et procuré tous les moyens nécessaires au bon déroulement de mon travail. Je le remercie sincèrement de l'attention particulière qu'il a portée à mon travail et de la confiance qu'il m'a accordée dès le début de cette thèse ainsi que ses conseils, son soutien, son suivi et sa compréhension.

Mes remerciements s'adressent à Monsieur Philippe RIVIERE, mon maître de thèse, responsable de projets au Centre Energétique et Procédés pour son suivi, ses remarques et ses réflexions pertinentes qui m'ont accompagné tout au long de ce projet.

Je remercie Monsieur Denis CLODIC, Directeur de l'établissement de Paris du Centre Energétique et Procédés, pour m'avoir accueilli dans le CEP, ainsi que pour l'honneur qu'il m'a accordé en acceptant de présider le jury.

Je suis très sensible à l'honneur que m'ont fait Monsieur Alain TROMBE, professeur à l'INSA de Toulouse et Monsieur Philippe Haberschill, professeur à l'INSA de Lyon, de rapporter et juger mon travail.

Je remercie Monsieur Eric AUZENET, ingénieur de recherche et développement au centre de Recherche et Innovation de CIAT, membre du jury, pour son soutien au cours des expérimentations et notre collaboration agréable.

Ma reconnaissance s'adresse aussi aux partenaires des projets de recherche que j'ai menés durant ces trois années : Johan RANSQUIN, Sandrine AMBLARD, Emmanuel PLISSON, Jean de BERNARDI, Philippe DEWITTE, et Stéphane COLASSON.

Je voudrais ainsi faire part de mes remerciements et amitiés aux membres du CEP, en particulier mes collègues de bureau Bruno, Marcello, et tous les membres du centre énergétique avec qui j'ai eu le plaisir d'échanger avec eux particulièrement Assaad ZOUGHAIB et Pascal STABAT.

Je tiens à remercier le personnel du CEP pour leur collaboration au niveau administratif, logistique, et informatique.

Je n'oublie pas mes amis à Paris et au Liban qui m'ont toujours soutenu et encouragé dans les différentes périodes de la thèse.

Aussi je remercie ma sœur et mon frère, pour leur soutien moral, leurs émotions, et leur accompagnement au cours de ce chemin d'études.

Enfin, j'adresse ma gratitude à mes parents, Hanna et Bernadette, pour leur dévouement, leurs encouragements et leur confiance en moi. Je souhaite leur offrir ce travail complétant un long parcours d'études commencé à Beyrouth.

Sommaire

Sommaire	5
Nomenclature.....	9
1 Introduction : Contexte, enjeux, et objectifs	11
1.1 Introduction générale.....	13
1.2 Contexte.....	14
1.2.1 Le confort thermique : un défi environnemental économique et énergétique.....	14
1.2.2 Place des pompes à chaleur sur le marché de la climatisation	17
1.3 Enjeux.....	23
1.4 Objectifs	23
2 Modélisation thermodynamique détaillée d'une PAC intégrant des composants améliorant les performances hors régime nominal.....	25
2.1 Introduction.....	27
2.2 Caractéristiques du cycle.....	27
2.2.1 Cycle idéal théorique.....	27
2.2.2 Cycle réel de compression d'une pompe à chaleur	28
2.2.3 Synthèse des modèles existants dans la littérature	29
2.2.4 Structure globale du modèle de PAC	31
2.3 Modélisation du compresseur	31
2.3.1 Modélisation.....	31
2.3.2 Données constructeur	33
2.3.3 Compressions multiples	33
2.3.4 Compression à vitesse variable	34
2.3.5 Comparaison entre modèle de compresseur et valeurs expérimentales	36
2.4 Modélisation du détendeur.....	37
2.4.1 Bilan mécanique du détendeur et asservissement de la surchauffe.....	37
2.4.2 Modélisation envisagée	40
2.5 Modélisation des échangeurs	43
2.5.1 Typologie	43
2.5.2 Echangeur à plaques.....	45
2.5.3 Comparaison entre le modèle d'échangeur à plaques et les valeurs expérimentales	48
2.5.4 Echangeur à air et à tubes ailetés	50
2.5.5 Comparaison entre le modèle d'échangeur à air et les valeurs expérimentales ...	53
2.5.6 Echangeur à air à mini-canaux	54
2.5.7 Evaluation des pertes de pression.....	55

3	Modélisation thermodynamique globale de la PAC et validation	59
3.1	<i>Introduction.....</i>	61
3.2	<i>Modélisation globale : Modèle thermodynamique de la PAC</i>	61
3.3	<i>Modélisation des phénomènes stationnaires.....</i>	62
3.3.1	Charge partielle et cyclage	62
3.3.2	Givrage dégivrage	65
3.4	<i>Auxiliaires</i>	69
3.4.1	Réchauffeurs de carter.....	69
3.4.2	Ventilateur.....	70
3.5	<i>Définition du prototype</i>	72
3.5.1	Etapes de conception du prototype.....	72
3.5.2	Description du prototype.....	76
3.5.3	Instrumentation.....	77
3.5.4	Chargement de la machine en R410A.....	78
3.5.5	Premiers essais de mise en service	78
3.6	<i>Validation du modèle par les essais en laboratoire.....</i>	79
3.6.1	Essais servant à la validation du modèle	79
3.6.2	Résultats des essais.....	80
3.7	<i>Validation du modèle par expérimentation in situ</i>	83
3.7.1	Description conditions climatiques	84
3.7.2	Bâtiment retenu	84
3.7.3	Campagne d'essais hiver	85
3.7.4	Campagne d'essais été	88
3.7.5	Carte de performances en mode chaud de la PAC étudiée	90
3.7.6	Interprétation et discussion des résultats de mesure.....	92
3.7.7	Validation du modèle global en mode chaud	92
3.7.8	Validation du modèle global en mode froid.....	93
3.8	<i>Conclusion.....</i>	93
4	Simulation des performances saisonnières d'une pompe à chaleur couplée à un bâtiment.....	95
4.1	<i>Introduction.....</i>	97
4.2	<i>Typologie des bâtiments climatisés par des pompes à chaleur.....</i>	98
4.3	<i>Modélisation dynamique du bâtiment de référence</i>	100
4.3.1	Modélisation du bâtiment.....	100
4.3.2	Description du bâtiment servant de référence	100
4.3.3	Dimensionnement des systèmes thermiques	103
4.3.4	Réduction des courbes de charges.....	104
4.4	<i>Simulations de différents scénarios thermiques en vue d'une optimisation saisonnière</i>	104
4.4.1	Description de la demande thermique des différents climats français	105
4.4.2	Signature énergétique du bâtiment de référence	106
4.4.3	Synthèse des résultats obtenus pour les différents climats étudiés	109
4.5	<i>Calcul des performances saisonnières SCOP et SEER.....</i>	112

4.6	<i>Sensibilité au niveau de réduction de la courbe de charge.....</i>	116
5	Optimisation des performances saisonnières	117
5.1	<i>Introduction.....</i>	119
5.2	<i>Optimum de point de vue local.....</i>	119
5.2.1	Courbe de charge.....	119
5.2.2	Machine de référence	119
5.2.3	Etagement de puissance	122
5.2.4	Conception du compresseur orientée mode chaud ou mode froid	124
5.2.5	Echangeurs surdimensionnés	127
5.2.6	Ventilateur à vitesse variable	128
5.3	<i>Optimum du point de vue de l'industriel.....</i>	130
5.3.1	Intégration de composants innovants à fort enjeu concurrentiel.....	130
5.3.2	Résistance de carter innovante	137
5.4	<i>Etude technico-économique</i>	138
5.4.1	Comparaison énergétique de la PAC de référence et de la PAC prototype	138
5.4.2	Gain économique d'exploitation de la PAC de référence par rapport à la PAC prototype.....	140
5.4.3	Comparaison énergétique de la PAC de référence et la PAC de référence améliorée	140
5.4.4	Gain économique d'exploitation de la PAC de référence améliorée par rapport à la PAC de référence.....	142
5.4.5	Rentabilité économique des améliorations.....	143
5.5	<i>Perspective : une nouvelle PAC regroupant les meilleures options d'amélioration</i> 145	
6	Conclusion - Perspectives	149
	Annexes.....	151
	Annexe 1 : Propriétés du R410A	153
	Annexe 2 : Instrumentation pour le suivi sur site.....	155
	Annexe 3 : Zones Climatiques [RT2005].....	157
	Annexe 4 : Méthode de réduction des courbes de charge	159
	Annexe 5 : Signature énergétique du bâtiment de référence dans les différentes régions.....	163
	Annexe 6 : Article	165
	REFERENCES	189

Nomenclature

Symbole

A	Surface	[m ²]
c _p	Chaleur massique	[kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
D	Diamètre	[m]
g	Accélération de la pesanteur	[m.s ⁻²]
G	Débit massique spécifique	[kg.m ⁻² .s ⁻¹]
Ge	Paramètre géométrique adimensionnel	-
h	Enthalpie massique	[kJ.kg ⁻¹]
h	Coefficient de transfert thermique convectif	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
h _{lv}	Chaleur latente	[kJ.kg ⁻¹]
j	Facteur j de Colburn	-
k	Conductivité thermique	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
M	Masse molaire	[kg.kmol ⁻¹]
<i>m</i>	Débit massique	[kg.s ⁻¹]
p	Pression	[Pa]
Δp	Perte de pression	[Pa]
q	Densité de flux	[W.m ⁻²]
Q	Puissance thermique	[W]
s	Entropie massique	[kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
s	Pas d'ailette	[m]
S _L	Espacement longitudinal entre tubes	[m]
S _T	Espacement transversal entre tubes	[m]
T	Température	[K]
U	Coefficient d'échange global	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
V	Volume	[m ³]
v	Volume massique	[m ³ .kg ⁻¹]
x	Titre de vapeur	-
W	Puissance	[W]

Lettres grecques

Δ	Variation, différence	
δ	Epaisseur de givre	[m]
η	Rendement (énergétique ou volumétrique)	-
ρ	Masse volumique	[kg.m ⁻³]
τ	Taux de compression	-
σ	Tension de surface	[N.m ⁻¹]
β	Angles des chevrons	[°] [rad]
μ	Viscosité dynamique	[Pa.s]

Indices

a	Absorbée
bât	bâtiment
c	chaud
comp	compresseur
dim	dimensionnement
e	entrée
éc	évaporation convective

én	ébullition nucléée
f	froid
g	global
h	hydraulique
is	isentropique
l, liq	liquide
méc	mécanique
r	rosée
réf	référence
s	sortie
v	vapeur
vol	volumétrique

Abréviations

ARI	Air conditioning and Refrigeration Institute
CEP	Centre Energétique et Procédés
COP	COefficient de Performance
ECS	Eau Chaude Sanitaire
EER	Efficacité du cycle en mode rafraîchissement - Energy Efficiency Ratio
HR	Humidité relative
LMTD	Différence de température logarithmique moyenne
PAC	Pompe A Chaleur
PLF	Part load performance factor
PLR	Part load ratio
RT	Réglementation thermique
SCOP	Coefficient de performance saisonnier mode chaud
SEER	Coefficient de performance saisonnier mode froid
tep	Tonne équivalent pétrole
UTH	Unité thermiquement homogène

Nombres adimensionnels

Bo	Nombre d'ébullition (Bond)	$\frac{q}{L_v G}$
Fr	Nombre de Froude	$\frac{G^2}{\rho^2 g D}$
Nu	Nombre de Nusselt	$\frac{hD}{\lambda}$
Pr	Nombre de Prandtl	$\frac{\mu C_p}{\lambda}$
Re	Nombre de Reynolds	$\frac{GD}{\mu}$
X _{tt}	Paramètre de Lockhart Martinelli turbulent-turbulent	$\left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0,1}$

1 Introduction : Contexte, enjeux, et objectifs

1.1 Introduction générale

La thèse concerne les pompes à chaleur réversibles (pouvant fonctionner en mode chaud et froid) destinées au secteur tertiaire, et vise leur optimisation en prenant en compte les variations de leurs performances hors régime nominal. La thèse aborde ainsi plusieurs thèmes qui vont de la modélisation thermodynamique détaillée, aux simulations thermiques des bâtiments, jusqu'aux approches de conception optimisée des pompes à chaleur (PAC) du point de vue de leur performance saisonnière.

En résumé, ce travail présente une modélisation en régime non nominal d'une pompe à chaleur destinée au tertiaire. Le modèle validé par expérimentation est couplé à un modèle de besoins de bâtiment afin d'évaluer les performances saisonnières de la PAC et d'améliorer la conception en fonction de ce critère.

Le chapitre 2 présente le modèle thermodynamique de la PAC, il comporte une modélisation détaillée de chaque élément de la PAC (compresseur, condenseur, détendeur, évaporateur), ainsi que la validation de ces modèles élémentaires hors régime nominal.

La modélisation permet de caractériser les performances dans différents modes de fonctionnement de la PAC (mode chauffage, mode refroidissement, charge partielle, surdimensionnement des composants, givrage...) et calcule les performances, les puissances frigorifiques et calorifiques ainsi que tous les autres paramètres du cycle de compression.

Une modélisation globale du cycle de compression, comprenant la caractérisation du fonctionnement hors régime nominal, ainsi que la comparaison globale des entrées/sorties mesurées sur banc d'essai et enfin la validation sur le terrain en couplant la machine à un bâtiment sont présentées dans le chapitre 3.

Le chapitre 4 déploie la méthode de calcul des performances saisonnières qui est basée sur un couplage entre un modèle « externe »¹ de cycle de compression et un modèle de besoins énergétiques du bâtiment. Pour cela, des simulations dynamiques horaires thermiques du bâtiment sont réalisées sur une typologie de bâtiments représentatifs du parc tertiaire français [Filfli 2006]. Ces simulations englobent différents scénarios thermiques, différents bâtiments (neufs et existants) simulés sous différents climats en vue d'une optimisation saisonnière. Ce couplage permet de calculer le coefficient de performance saisonnier SCOP en mode chaud et le SEER en mode froid. Une étude de sensibilité suit et permet d'établir les conditions limites d'amélioration par rapport aux SCOP et SEER de référence.

Le chapitre 5 classe les voies d'optimisation (maximisation/amélioration) des performances saisonnières traitées dans cette thèse en deux grands axes :

- -Optimum du point de vue local : optimisation par rapport à une courbe de besoins donnée. Interviennent la régulation de puissance, la conception orientée mode chaud ou orientée mode froid.
- -Optimum du point de vue industriel : par l'intégration de composants innovants à fort enjeu concurrentiel, bon positionnement vis-à-vis de la labellisation Européenne des systèmes de climatisation, i-e par rapport aux index de performance saisonnière SEER et SCOP normalisés.

Les améliorations des performances sont complétées par une étude technico-économique, basée sur la décomposition des coûts de la PAC selon ses principaux composants. On conclut en déterminant le temps de retour de la machine optimisée en fonction du lieu géographique d'installation.

¹ Modèle de type boîte noire des performances de la PAC

1.2 Contexte

1.2.1 Le confort thermique : un défi environnemental économique et énergétique

La croissance du parc de bâtiments en France manifestée par 421 755 logements mis en chantier et en secteur tertiaire environ 39 millions de m² (+ 5,7%) en 2006, est accompagnée par des installations de systèmes thermiques de climatisation nécessaires au confort thermique de l'homme. D'après les chiffres clés du bâtiment 2007 de l'ADEME [ADEME 2007] sur les 17 546 000 m² de surfaces neuves, on recense 5 165 000 m² (+ 50 % sur les 5 dernières années) de surfaces climatisées et 2 592 000 m² (+ 120 % sur les 5 dernières années) de surfaces rafraîchies; parallèlement, le taux de climatisation centralisée diminue, alors que le taux de climatisation décentralisée augmente. 50% des bureaux et 39% des commerces sont climatisés. Ces deux branches représentent à elles seules près de trois quarts des surfaces climatisées.

Cette pénétration croissante de la climatisation dans le secteur tertiaire, soutenue par la réversibilité croissante des systèmes, est aussi suivie par une augmentation des ventes de climatiseurs dans le domaine résidentiel. Ces systèmes thermiques contribuent aux consommations électriques, et par suite aux émissions de CO₂, et à une facture énergétique élevée.

Des directives internationales en cours d'élaboration (EPBD, ECODESIGN Lot 1, Lot 10, ENTR/Lot 6 à venir, Directive EnR, Certificats blancs) visent la réduction de ces consommations en améliorant les performances énergétiques annuelles de ces systèmes.

1.2.1.1 Statistiques énergétiques (Bouquet énergétique)

Le parc des moyens de production d'électricité français est dominé par des moyens de production compétitifs, comme le nucléaire, l'hydraulique, l'éolienne et le photovoltaïque, et de moyens de productions thermiques classiques. Sa structure est à 77% nucléaire, 12% hydraulique, éolienne et photovoltaïque, et 11% thermique classique. Les principaux producteurs restent, dans l'ordre, EDF (près de 90% du marché), CNR et Endesa-France. [DGEMP 2007]

en TWh	1973	1980	1990	2000	2005	2006	2007	07/06	TCAM 07/90
Thermique classique	119,5	126,0	48,2	53,1	66,7	60,2	61,9	+2,7	+1,5
Nucléaire	14,8	61,3	313,7	415,2	451,5	450,2	439,7	-2,3	+2,0
Hydraulique, éolien, photovoltaïque	48,1	70,7	58,3	72,5	58,0	64,1	68,3	+6,4	+0,9
Total	182,4	258,0	420,1	540,8	576,2	574,6	569,8	-0,8	+1,8

TCAM (taux de croissance annuel moyen) en %

Tableau 1-1: Evolution de la structure de production totale brute d'électricité française [DGEMP 2007]

Cette spécificité du parc français de production électrique dominé par l'électricité nucléaire propre en termes d'émissions de gaz à effets de serre, conduit à des contenus en CO₂ par kWh d'électricité consommé de l'ordre de 60 à 120 g CO₂/kWh en moyenne, à comparer à la moyenne européenne de 340 g CO₂/kWh environ. La Figure 1-1, extraite de la note de cadrage « contenu CO₂ du kWh par usage en France en 2005 », publiée par l'ADEME (Agence de l'Environnement et de la Maîtrise de l'Energie) [ADEME 2005], décrit le contenu en CO₂ de l'électricité consommée en France en fonction de l'usage :

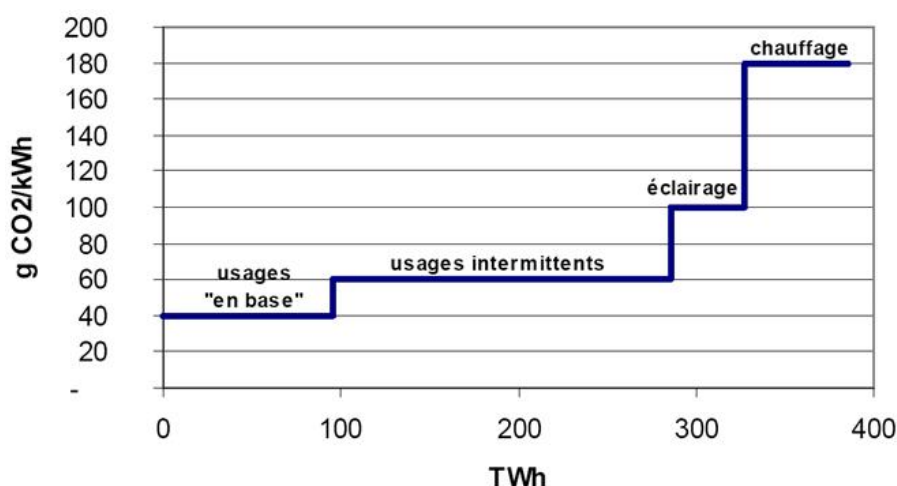


Figure 1-1: Indicateur de contenu en CO₂ de l'électricité consommée en France et volumes de consommations [ADEME 2005]

En particulier, le kWh de chauffage émet 180 g de CO₂, cet indicateur « chauffage » comprend la consommation de chauffage électrique et les pompes de circulation des chaudières fuel et gaz. L'indicateur « usage intermittent » regroupe cuisson, lavage et produits bruns, et l'indicateur « usages de base » froid, ECS, autres usages résidentiels, agriculture, transports, BTP et armées climatisation dans le secteur tertiaire [ADEME 2005].

Le contenu en CO₂ du kWh de chauffage électrique reste compétitif par rapport au contenu du chauffage au fioul de 271 gCO₂ et du chauffage au gaz naturel de 206 gCO₂.

1.2.1.2 Secteur du bâtiment premier secteur consommateur d'énergie

Selon les chiffres clés du bâtiment publiés par l'ADEME [ADEME 2007], et les statistiques énergétiques publiées en juin 2008, par le Ministère de l'Industrie, et le Ministère de l'Écologie, de l'Énergie, du Développement durable et de l'Aménagement du territoire [MEEDAT 2008], le secteur du bâtiment français consomme 43,5 % de l'énergie finale en 2007 (Consommation finale d'énergie : consommation totale d'énergie primaire diminuée de la consommation de la « branche énergie » i.e centrales électriques, raffineries, consommation internes et pertes). Ce secteur constituant le premier secteur consommateur d'énergie émet environ 100 millions de tonnes de CO₂ par an représentant 25 % des émissions nationales.

Le Tableau 1-2 et la Figure 1-2 montrent l'évolution de la consommation finale énergétique nationale par secteur d'activité à climat normal en France (en millions de tep) et la part des énergies entre 1973 et 2007.

		1973	2005	2006	2007
Secteur :	Sidérurgie	12,5	5,8	6,2	5,8
	Industrie	35,4	31,9	31,6	31,3
	Résidentiel - Tertiaire	56,4	69,7	70,7	70,6
	Agriculture	3,0	2,9	2,8	2,8
	Transports	26,3	50,4	50,8	51,6
	Totale énergie finale (Mtep)	133,6	160,6	162,1	162,1

Tableau 1-2 : Évolution de la consommation finale énergétique française par secteur d'activité à climat normal ² (en millions de tep) et répartition par énergie [MEEDAT 2008] [ADEME 2006]

² La consommation à climat normal est la consommation corrigée des effets de température (+ 5,41 Mtep en 2007). La consommation considérée est appelée consommation réelle.

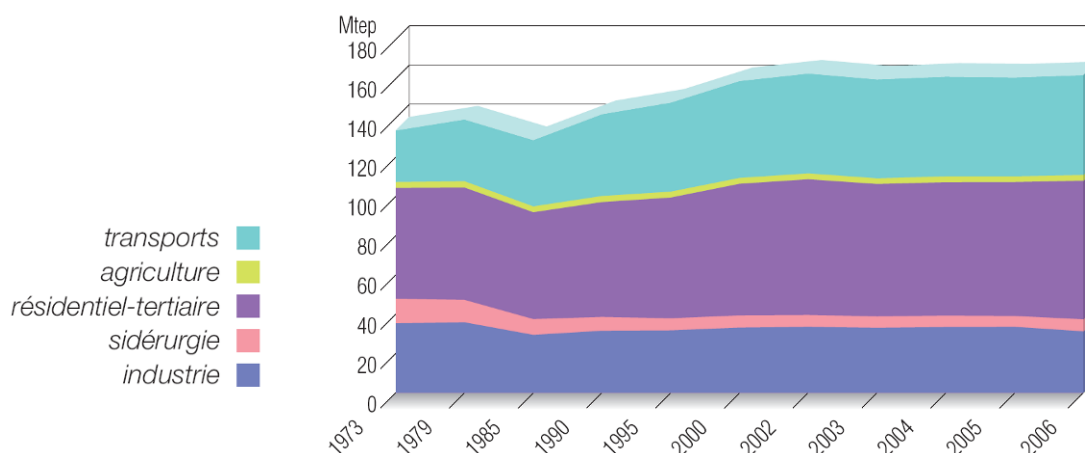


Figure 1-2 : Évolution de la consommation finale énergétique française par secteur d'activité

		1973	2005	2006	2007
Energie :	Charbon	17,7	6,6	6,8	6,6
	Pétrole	85,4	72,1	72,3	71,0
	Gaz	8,7	34,9	34,9	35,0
	Electricité	13,0	36,5	37,0	37,3
	EnR (Energies Renouvelables) et déchets	8,9	10,6	11,1	12,2
	Totale énergie finale (Mtep)	133,6	160,6	162,1	162,1

Tableau 1-3 : Evolution de la consommation d'énergie finale par source d'énergie

On remarque que le secteur du bâtiment occupe la première place en consommation d'énergie finale (70,6 Mtep), suivi par les transports et l'industrie.

La croissance observée dans le secteur du bâtiment, est due principalement au nombre élevé de logements et de bâtiments tertiaires mis en chantier. Cette croissance est heureusement tempérée par une réglementation thermique toujours plus sévère.

En effet, les architectes conçoivent leur bâtiment en respectant la réglementation thermique RT2005 qui fixe des références limites de consommations à ne pas dépasser [Annexe 3]. Ainsi une consommation de 50 kWh/m²/an en énergie primaire sera exigée dans la prochaine réglementation. Également, des labels sont accordés aux bâtiments énergétiquement efficaces comme le label BBC (Bâtiment à Basse Consommation), et des bâtiments à zéro énergie ou même à énergie positive sont prévus pour le futur.

D'un autre côté, sur le plan économique, l'instabilité des prix des matières premières, avec une tendance générale à la hausse accompagnée d'une forte volatilité, notamment du prix du pétrole, et du gaz, rend la facture énergétique élevée. Cette instabilité est bien décrite par la Figure 1-3. En particulier, on note le pic exceptionnel à 147 \$ le baril de pétrole en juillet 2008 [BP 2008].

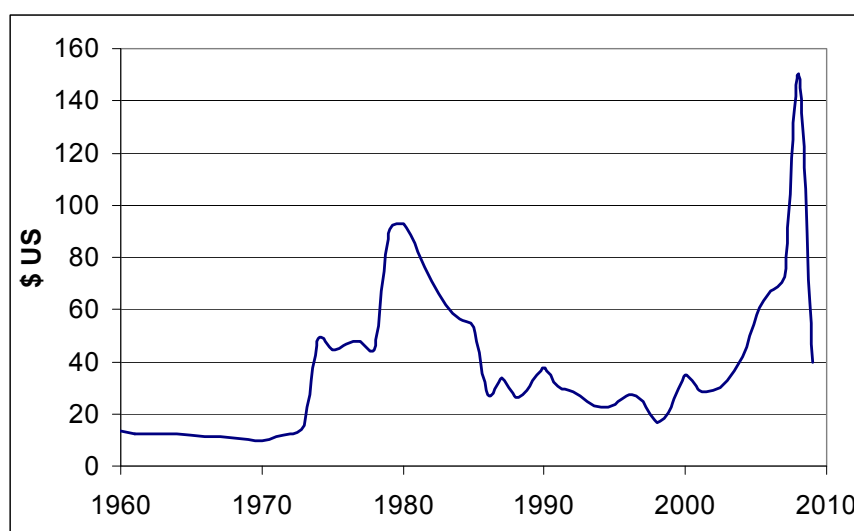


Figure 1-3: Evolution du prix du baril du pétrole brut (en dollar constant 2007) pour la dernière cinquantaine d'années [BP 2008]

Ceci conduit à chercher à :

- limiter les consommations de climatisation en améliorant l'enveloppe, la ventilation ou encore la maîtrise des apports internes ;
- généraliser l'intégration des énergies renouvelables pour assurer les besoins de chauffage et de climatisation des bâtiments ;
- **améliorer les performances saisonnières des équipements** (groupes de production d'eau glacée, pompes à chaleur, climatiseurs, auxiliaires) et des systèmes ;
- améliorer les conditions d'exploitation des équipements et des systèmes afin de maintenir leur niveau de performances dans le temps.

C'est dans ce cadre que se situent ces travaux de thèse portant sur l'optimisation des performances saisonnières des pompes à chaleur réversibles pour le secteur tertiaire. Par la suite, « optimisation des performances » signifie l'amélioration des performances en augmentant le rendement à moindre coût.

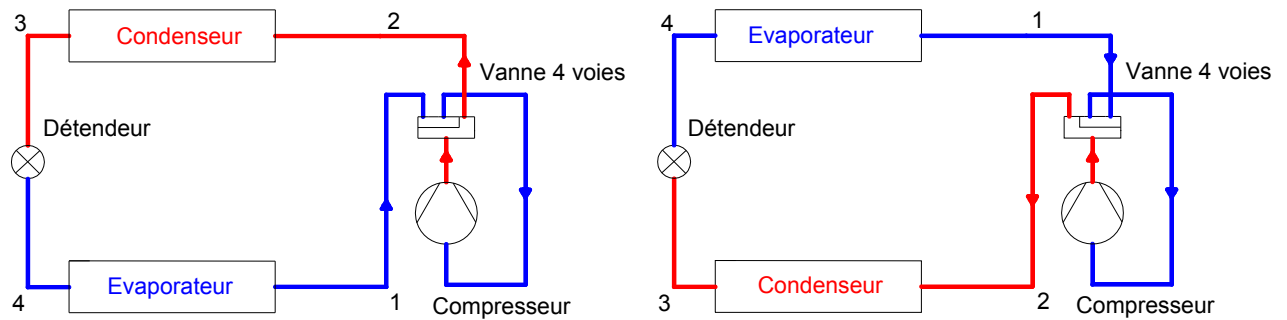
On rappelle que l'amélioration de l'efficacité énergétique des systèmes de climatisation dans un bâtiment ne doit pas se faire aux dépens du confort thermique de l'occupant ni de sa santé en négligeant la qualité de l'air. Selon des analyses de cycle de vie d'un bâtiment tertiaire sur 30 ans [Fuller 2008], pour une échelle de 0 à 100, le coût de construction du bâtiment est de l'ordre de 1, le coût des consommations énergétiques et la maintenance est de l'ordre de 10, alors que les occupants et leurs activités constituent un coût de l'ordre de 100.

1.2.2 Place des pompes à chaleur sur le marché de la climatisation

1.2.2.1 Principe thermodynamique

Une pompe à chaleur est un système thermodynamique qui transfère la chaleur d'une source chaude à une source froide par apport d'un travail mécanique de compression. Le compresseur peut être électrique ou entraîné par un moteur à combustion gaz. Une PAC est appelée PAC réversible (ou inversable) quand elle peut produire du chaud ou du froid selon la configuration du cycle frigorifique. L'inversion du cycle est assurée par une vanne 4 voies, comme le montre la Figure 1-4.

Le cycle thermodynamique est constitué de quatre processus : compression 1 – 2, condensation 2 – 3, détente 3 – 4, et évaporation 4 – 1 (Figure 1-5).



Mode chaud **Mode froid**
Figure 1-4: Passage de la configuration de PAC mode chaud à PAC mode froid par la vanne 4 voies

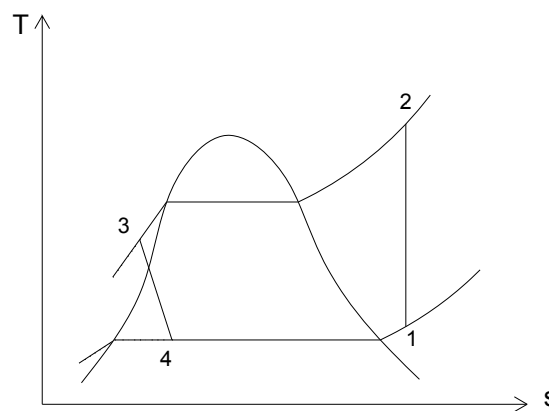


Figure 1-5: Cycle thermodynamique de compression d'une PAC (Diagramme T-s)

La pompe à chaleur est classée parmi les systèmes qui exploitent des énergies renouvelables, car elle prélève de la chaleur à l'environnement pour chauffer le bâtiment : à l'air, au sol ou à l'eau. Récemment, le Parlement européen a voté le 17 décembre 2008 la directive Energie Renouvelable : Directive CE/28/2009 reconnaissant la chaleur contenue dans l'air comme « énergie renouvelable ».

Le bilan annuel en gaz à effet de serre rejeté (exprimé en équivalent CO₂) par une pompe à chaleur est très performant dans le contexte français, comparativement aux systèmes de chauffage traditionnels. En France, 1 kWh de chaleur produit avec une pompe à chaleur de COP de 3, génère environ 5 fois moins de CO₂ qu'1 kWh de chaleur produit par une chaudière au fioul de rendement de 90 %.

La performance d'une pompe à chaleur est définie comme étant le rapport de la puissance utile produite (calorifique ou frigorifique) sur la puissance consommée par le compresseur et les auxiliaires. En mode chauffage, le COP représente le rapport de la puissance calorifique sur la puissance absorbée :

$$COP = \frac{P_{\text{calorifique}}}{P_{\text{absorbée}}} \quad (1.1)$$

En mode rafraîchissement, l'EER ('Energy Efficiency Ratio') est le rapport entre :

$$EER = \frac{P_{\text{frigorifique}}}{P_{\text{absorbée}}} \quad (1.2)$$

Les performances saisonnières SCOP et SEER quantifient les performances moyennes annuelles de la PAC installée dans un bâtiment sous un certain climat. Nous introduisons au chapitre 4 une méthode de calcul de ces grandeurs en exploitant le modèle thermodynamique qui fournit le coefficient de performances à charge partielle, et le modèle de bâtiment qui donne les poids énergétiques correspondant à ces niveaux de charges :

$$SCOP = SCOP(COP_i, Poids_i) \quad (1.3)$$

$$SEER = SEER(EER_i, Poids_i) \quad (1.4)$$

1.2.2.2 Principe de fonctionnement

Le dimensionnement d'une pompe à chaleur s'effectue en fonction du type de bâtiment et de ses besoins, des émetteurs de chaleur et du climat.

Plusieurs types d'émetteurs existent. Les niveaux de température de départ de l'eau dans le circuit dépendent directement du type de distribution employé, ceci influence directement le dimensionnement de la PAC. En mode chauffage, des lois d'eau existent. Elles permettent de contrôler la température du circuit d'eau en fonction de la température extérieure et de l'inertie du bâtiment. L'intérêt de la loi d'eau réside dans l'adaptation du niveau de température de départ de la PAC au besoin de chauffage. En mode refroidissement, les niveaux de températures sont contrôlés en fonction des différents types de distributeurs de froid.

En mode chauffage

Des valeurs de loi d'eau couramment utilisées pour les PAC sont par exemple :

- Loi d'eau pour radiateur ($T_{\text{départ}} = 65^\circ\text{C}$ pour $T_{\text{ext}} = -12^\circ\text{C}$)
- Loi d'eau pour ventilo-convecteur ($T_{\text{départ}} = 45^\circ\text{C}$ pour $T_{\text{ext}} = -12^\circ\text{C}$)
- Loi d'eau pour plancher chauffant ($T_{\text{départ}} = 35^\circ\text{C}$ pour $T_{\text{ext}} = -12^\circ\text{C}$)

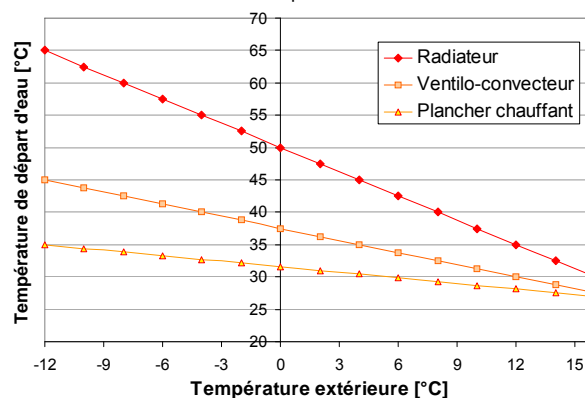


Figure 1-6 : La loi d'eau en fonction du type de l'émetteur en mode chaud

La puissance thermique de chauffage délivrée par la PAC décroît avec les températures extérieures basses qui pénalisent aussi les performances de la machine, alors que les besoins de chauffage augmentent ces conditions nécessitant alors une température de départ d'eau plus élevée (Figure 1-6).

Le fonctionnement d'une PAC avec appoint est décrit par la Figure 1-6 suivante :

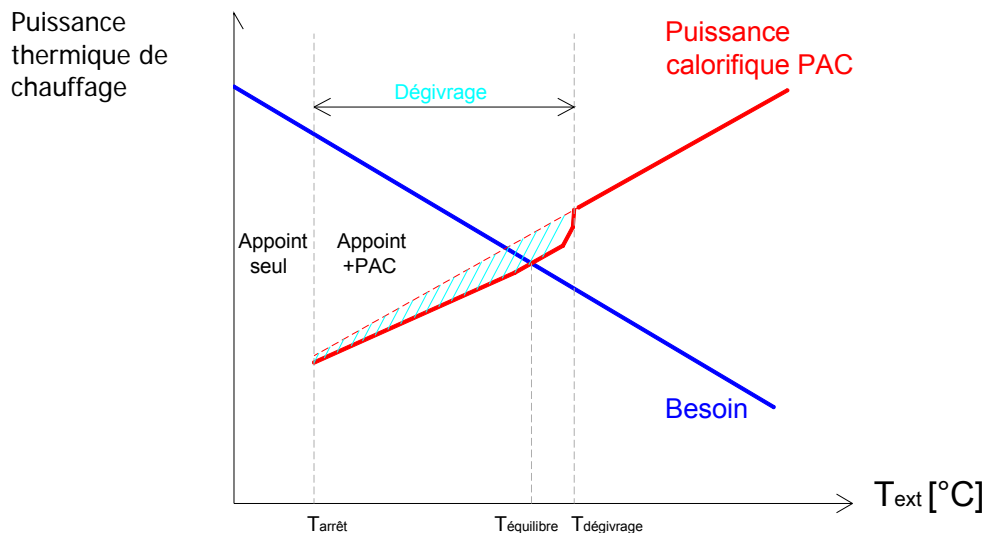


Figure 1-7: Fonctionnement d'une PAC en mode chauffage

La température d'équilibre correspond à la température extérieure pour laquelle la puissance calorifique fournie par la PAC est égale au besoin thermique du bâtiment. A cette température, la PAC fonctionne en continu ; tandis que pour des températures supérieures à la température d'équilibre, la PAC fonctionne en charge partielle.

La température d'arrêt correspond à la température extérieure pour laquelle la PAC est arrêtée pour des contraintes techniques qui correspondent à un fonctionnement hors plage du taux de compression du compresseur. Le domaine de fonctionnement des PAC traduit celui du compresseur.

Le besoin de dégivrage dépend de la température de la surface en contact avec l'air $T_c < 0$ °C ce qui en général est résumé par une température extérieure $T_{ext} < 7$ °C et une humidité de l'air $HR > 50$ %. Ce point est défini dans les normes. Les constructeurs ont fait l'effort de réduire la différence $\Delta T_{évap}$ entre la température d'évaporation et la température de l'air pour éviter le givrage dans ces conditions. Le givrage sera détaillé ultérieurement.

L'appoint de chauffage peut être assuré par des résistances électriques ou par une chaudière.

Pour les températures extérieures inférieures à la température d'équilibre et supérieures à la température d'arrêt, la PAC fonctionne en continu assistée par l'appoint, alors que pour les températures extérieures inférieures à la température d'arrêt l'appoint répond seul aux besoins de chauffage.

En mode refroidissement

Les températures de fonctionnement des différents types de distributeurs de froid :

- Ventilo-convecteur ($T_{retour} = 12$ °C pour $T_{ext} = 35$ °C)
- Plafond froid ou plafond à eau ($T_{départ}$ entre 16 °C et 18 °C)
- Poutre à eau ($T_{départ} = 15$ °C et 18 °C)

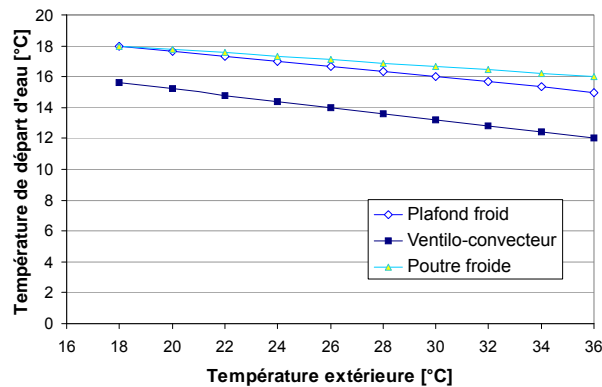


Figure 1-8 : La loi d'eau en fonction du type de l'émetteur en mode froid

Le dimensionnement d'une PAC réversible résulte du besoin prioritaire en mode de refroidissement ou en mode de chauffage.

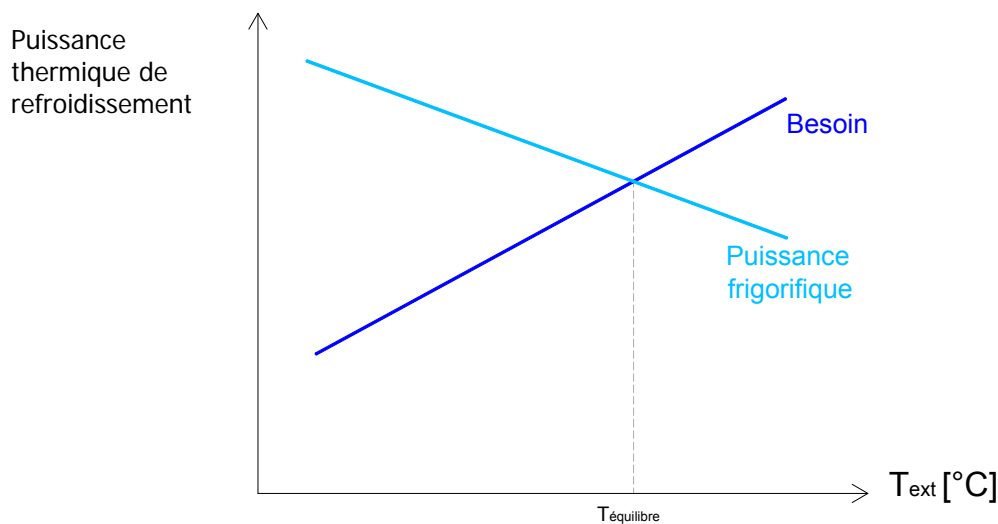


Figure 1-9 : Fonctionnement d'une PAC en mode refroidissement

1.2.2.3 Marché

Le marché des pompes à chaleur air/eau en Europe est en pleine croissance. Le marché total pour tous types de PAC (réversibles, non réversibles, tertiaires et résidentielles) a atteint 392 756 unités en 2007 dans l'UE (Union Européenne). On observe une croissance globale de 4,6 % à partir des 370 447 unités de 2006. Et d'après des estimations d'experts, le marché total de l'UE ce nombre peut être majoré de 80 000 à 100 000 unités. Ainsi, le marché 2007 peut être évalué à environ 500 000 unités. [EHPA 2008]

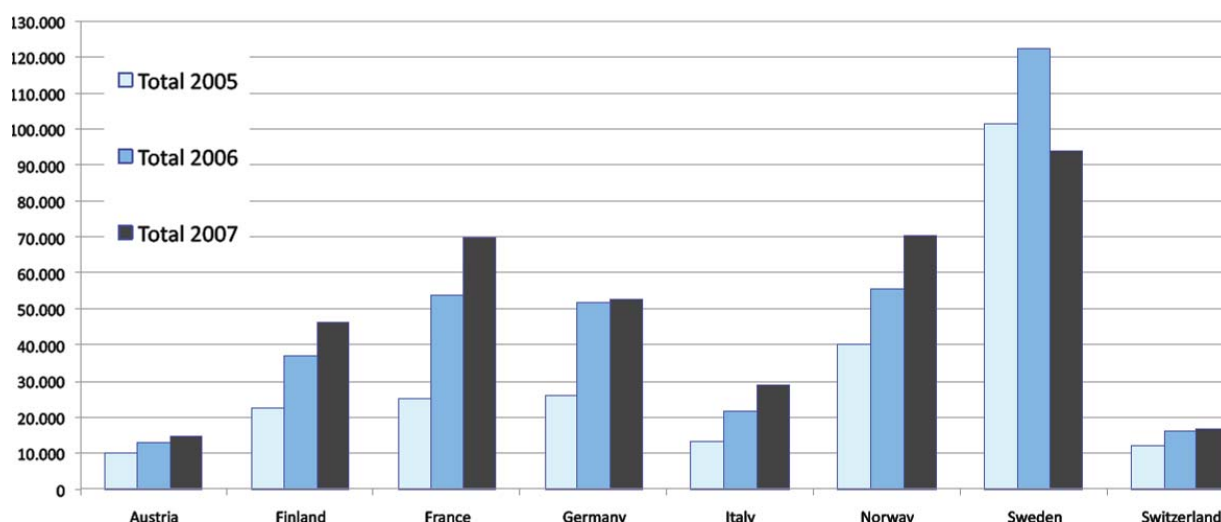


Figure 1-10: Evolution de la répartition des PAC sur 8 pays de l'UE [EHPA 2008]

En nombre d'unités, la France occupe la deuxième place du marché européen des pompes à chaleur derrière la Suède.

L'histoire du marché français a subi une évolution à la fin des années 70 et au début des années 80, avec la crise des prix du pétrole et le programme PERCHE d'EDF (Pompe à chaleur en relève de chaudière). Cette progression brusque a été rapidement interrompue du fait du manque d'installateurs qualifiés et de faibles performances qui conduisaient à des mauvaises performances globales des systèmes.

Le graphe suivant (Figure 1-11) décrit les ventes de pompes à chaleur en France depuis 1976 comparées au prix du baril de pétrole. Le premier pic de ventes de PAC est clairement observé.

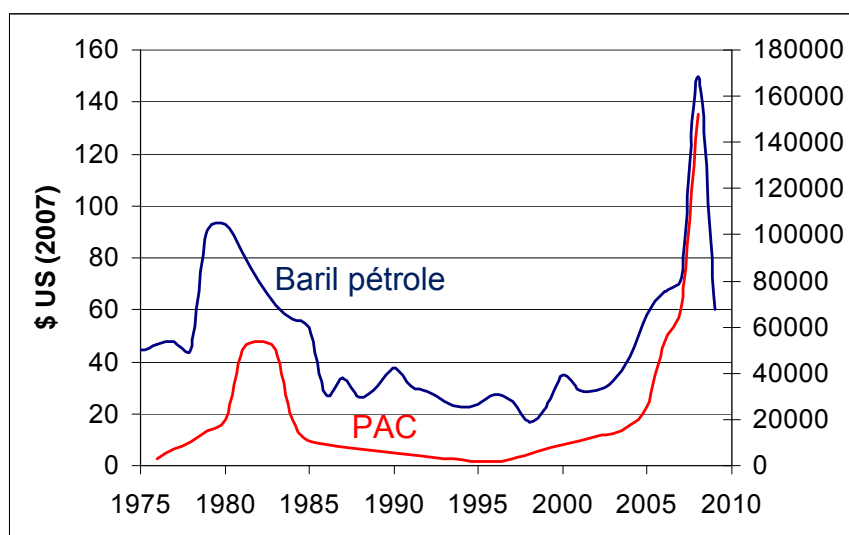


Figure 1-11: Evolution du marché français des pompes à chaleur [EHPA 2008]

Depuis la fin des années 90, le marché des pompes à chaleur a repris son élan suite aux initiatives d'EDF (Electricité de France), de l'ADEME et plus récemment du BRGM (Bureau de recherches géologiques et minières).

A partir de 2005, les ventes ont été stimulées par des crédits d'impôt. La forte hausse du prix de l'énergie fossile et le développement de la sensibilisation environnementale auprès des usagers, confirment ce marché en forte croissance, comme le montre le Tableau 1-4,

publié par l'AFPAC (Association française des pompes à chaleur) [AFPAC 2008]. On prévoit une progression du marché des systèmes de pompes à chaleur pour les années à venir. Ainsi, l'ADEME annonce un chiffre de 500000 logements équipés de PAC air/eau et eau/eau en 2020.

	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008
Sol/Sol et Sol/Eau	5 100	5 400	6 800	7 800	9 600	9 600	7 900
Eau Glycolée / Eau et Eau/Eau	2 900	3 600	4 900	5 400	8 850	9 000	11 530
TOTAL GEOTHERMIE	8 000	9 000	11 700	13 200	18 450	18 600	19 430
Air Extérieur/ Eau	4 400	4 700	5 600	12 000	35 060	51 000	133 080
Air/Air	-	-	-	-	-	-	-
TOTAL AEROTHERMIE	4 400	4 700	5 600	12 000	35 060	51 000	133 080
TOTAL GENERAL	12 400	13 700	17 300	25 200	53 510	69 600	152 510

Tableau 1-4: Distribution des différents types de pompes à chaleur [AFPAC 2009]

On note que les PAC air/eau occupent la majeure partie du marché français avec 73 %, suivi par les PAC eau/eau.

1.3 Enjeux

Depuis maintenant une quinzaine d'années, la France subit une croissance soutenue des consommations d'électricité liées au développement de la climatisation des bâtiments pour procurer le confort thermique, surtout avec la croissance de vente des refroidisseurs de liquide réversibles et de PAC réversibles.

La conception et le dimensionnement des composants des PAC étaient basés sur l'objectif de performance à pleine charge dans des conditions nominales de température extérieure. Les constructeurs de pompes à chaleur sont en phase de transition vers une conception à moindre impact environnemental ou à moindre coût global optimisé à charge partielle. C'est dans ce cadre que ce travail a été réalisé.

1.4 Objectifs

L'objectif principal de la thèse est d'optimiser les performances saisonnières des pompes à chaleur réversibles destinées au secteur tertiaire. Afin d'améliorer de manière sensible la performance saisonnière de ces matériels, les principaux efforts de conception doivent porter sur les conditions de fonctionnement statistiquement représentatives.

Cette amélioration des performances doit bien sûr être atteinte sans une trop forte augmentation des coûts de fabrication, c'est-à-dire avec des temps de retour acceptables pour le client final.

Pour une machine réversible, l'optimisation saisonnière s'envisage d'un point de vue annuel. Pour l'étudier, ceci suppose un couplage du modèle de PAC à une modélisation des bâtiments et leur système de chauffage/refroidissement.

Pour ce faire, la méthodologie adoptée est la suivante :

- Développement d'un modèle thermodynamique intégrant des modèles de composants représentant correctement les performances non nominales ;
- Validation du modèle thermodynamique par expérimentation en laboratoire et in-situ ;
- Calcul des performances saisonnières par couplage du modèle thermodynamique avec le modèle de bâtiment ;
- Etablissement des solutions d'améliorations les plus prometteuses.

Le modèle thermodynamique de la PAC comporte une modélisation détaillée de chaque élément (compresseur, condenseur, détendeur, évaporateur) et calcule les performances, les puissances frigorifiques et calorifiques ainsi que tous les autres paramètres du cycle. La validation des résultats composant par composant, par comparaison du modèle aux entrées/sorties mesurées en laboratoire et la validation terrain, ont été menées grâce aux essais menés par CIAT sur ses bancs d'essais adaptés aux puissances moyennes et fortes.

Des simulations dynamiques horaires du bâtiment et de son système de chauffage/rafraîchissement sont menées sur une typologie de bâtiments représentatifs du parc tertiaire français [Filfli 2006]. Ces simulations couvrent le fonctionnement pour différents scénarios thermiques, différents bâtiments (bâtiment neuf et existant) simulés sous différents climats en vue d'une optimisation saisonnière. Ce couplage permettra de calculer par la suite le coefficient saisonnier de performances en mode chaud SCOP, et en mode froid SEER.

L'optimisation sera abordée dans cette thèse sous deux grands axes :

- Optimum du point de vue de l'application spécifique (approche relativement théorique) : adaptation du fonctionnement de la PAC au plus près d'une courbe de besoins donnée ; les voies envisagées sont la régulation de la puissance, la bonne adaptation des compresseurs au mode chaud et/ou au mode froid.
- Optimum du point de vue de l'industriel : par l'intégration de composants innovants à fort enjeu concurrentiel avec l'objectif d'un bon niveau de labellisation Européenne des systèmes de climatisation: SEER et SCOP. L'approche vise la fabrication de matériels de série bien placés sur le marché.

Une étude technico-économique, comportant une approximation de la décomposition des coûts des principaux composants, et une estimation du temps de retour sur investissement de la machine optimisée en fonction du lieu géographique de son installation, détaillera le coût des innovations retenues.

2 Modélisation thermodynamique détaillée d'une PAC intégrant des composants améliorant les performances hors régime nominal

2.1 Introduction

Ce chapitre présente une modélisation stationnaire des composants d'un système de pompe à chaleur réversible air/eau constituée de : compresseur, détendeur et échangeurs de chaleur dans leur fonctionnement en régime nominal et non nominal. La modélisation globale de la PAC sera traitée dans le chapitre suivant. En mode rafraîchissement, la chaleur est puisée au circuit d'eau circulant dans le bâtiment et rejetée à l'air ambiant. Inversement, en mode chauffage, la chaleur est puisée dans l'air ambiant et transférée au circuit d'eau à l'intérieur.

2.2 Caractéristiques du cycle

2.2.1 Cycle idéal théorique

Le cycle de Carnot est le cycle thermodynamique idéal, il est composé de 4 transformations réversibles. Ce cycle (Figure 2-1) parcouru dans le sens des aiguilles d'une montre est un cycle moteur recevant de la chaleur Q_2 d'une source au niveau de température T_2 et produisant du travail W ; dans le sens inverse c'est un cycle récepteur extrayant de la chaleur Q_1 au niveau de température T_1 et transmettant de la chaleur au niveau T_2 en recevant du travail.

Les évolutions composant le cycle récepteur idéal sont :

- 1 – 2 : Echange de chaleur isotherme
- 2 – 3 : Compression isentropique
- 3 – 4 : Echange de chaleur isotherme
- 4 – 1 : Détente isentropique

Le coefficient de performance idéal d'un système récepteur est défini comme suit :

$$\text{COP}_{\text{idéal}} = \frac{\text{effet utile}}{\text{travail consommé}} \quad [\text{W/W}]$$

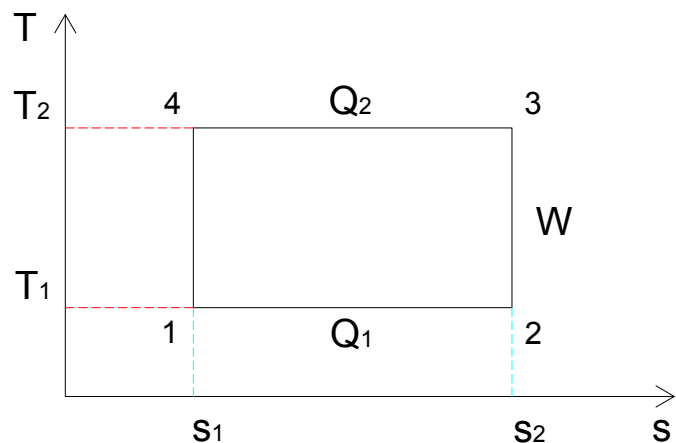


Figure 2-1 : Cycle idéal de Carnot en diagramme (T, s)

NOTA : en mode froid, on utilise généralement EER ; la distinction vient du fait qu'en système d'unité anglo-saxon, l'EER en mode froid est exprimé en Btuh⁻¹/ W et le COP en W/W.

Les deux premiers principes de la thermodynamique s'écrivent pour ce système thermique échangeant entre une source à température T_2 et un puits à température T_1 :

$$W + Q_1 - Q_2 = 0 \quad (2.1)$$

$$\Delta s + \frac{Q_1}{T_1} - \frac{Q_2}{T_2} = 0 \quad (2.2)$$

Or l'entropie Δs est nul pour un cycle idéal, et par suite le deuxième principe peut s'écrire, pour un cycle idéal :

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{T_1}{T_2}$$

Pour une machine frigorifique :

$$COP_{idéal, froid} = \frac{Q_1}{W} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} \quad (2.3)$$

Pour une pompe à chaleur :

$$COP_{idéal, chaud} = \frac{Q_2}{W} = \frac{T_2}{T_2 - T_1} \quad (2.4)$$

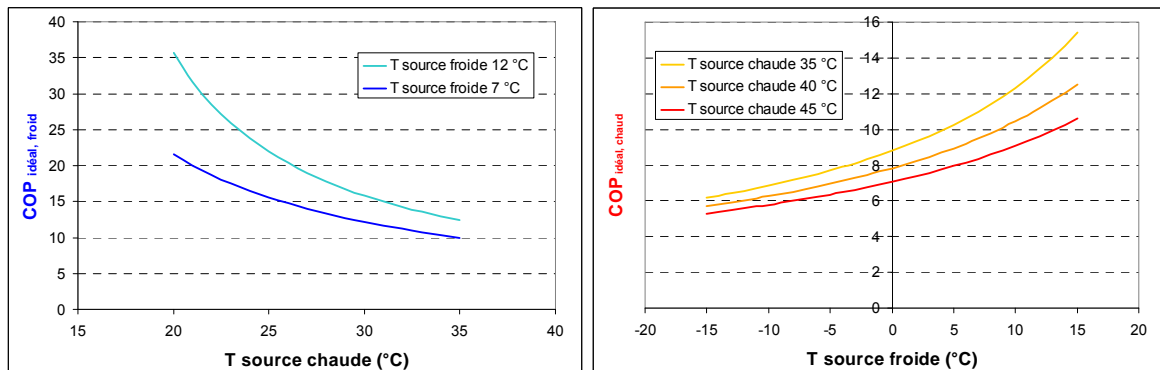
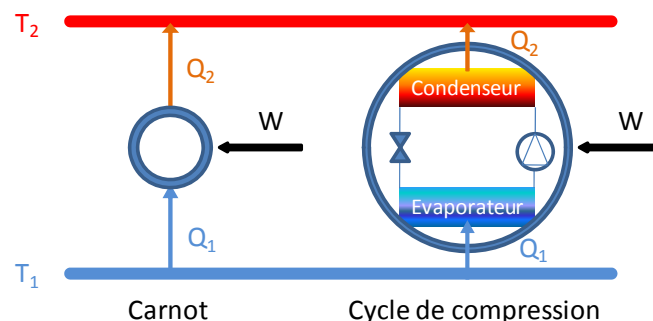


Figure 2-2 : Evolution du COP idéal de Carnot en fonction des différentes températures de sources et puits (en mode froid à gauche et en mode chaud à droite)

Le facteur de Carnot $(1 - T_0/T)$ dépend directement des températures des sources et des puits, cela est clairement décrit dans la Figure 2-2. En effet, en mode froid, le rendement est exprimé en fonction de deux températures de puits 7 °C et 12 °C par rapport à une source dont la température varie entre 20 °C et 35 °C, en mode chaud, la température du puits varie de -15 °C à +15 °C pour trois températures de sources 35 °C, 40 °C et 45 °C.

2.2.2 Cycle réel de compression d'une pompe à chaleur

Le cycle de compression réel d'une pompe à chaleur [Lallemand 2003] comporte des irréversibilités par rapport au cycle idéal de Carnot. Cela est lié à la nature des composants du système qui comporte des échangeurs de chaleur et un compresseur mécanique qui ne sont pas parfaits, introduisant des irréversibilités, ainsi que par les propriétés thermodynamiques du fluide frigorigène.



Deux échangeurs thermiques assurent les transferts thermiques du puits au cycle et du cycle à la source, avec l'écart de température nécessaire entre la source et le fluide frigorigène pour permettre le transfert de chaleur.

D'autre part, la compression n'est pas isentropique, et le compresseur est caractérisé toujours par un rendement global qui dépend des régimes de fonctionnement. On ajoute aussi les pertes de pression générées par la circulation du fluide frigorigène dans les différentes parties du circuit dans les échangeurs, et l'irréversibilité liée à la détente du fluide à travers le détendeur qui joue le rôle d'un élément passif assurant une perte de pression irréversible du fluide (au contraire d'une turbine qui produit du travail en assurant la détente du fluide).

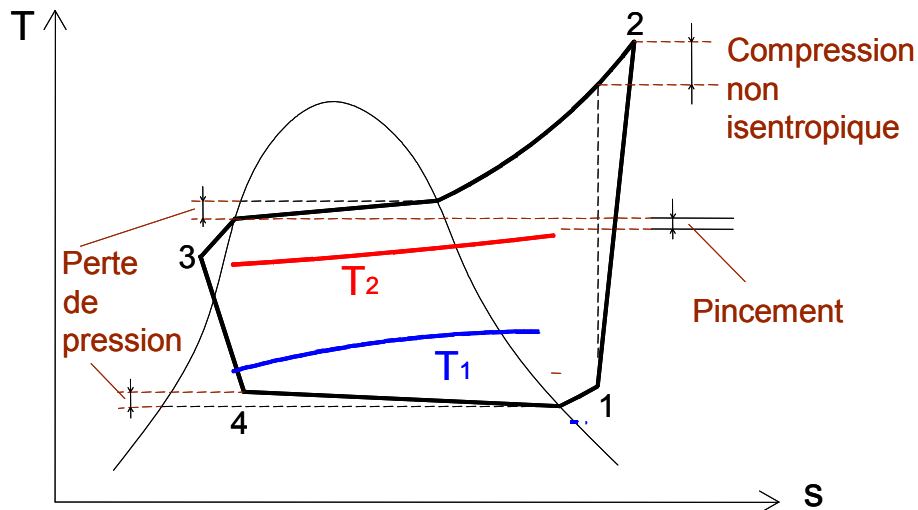


Figure 2-3 : Cycle de compression réel d'une pompe à chaleur et ses irréversibilités

La Figure 2-3 décrit en détail le cycle réel de compression d'une pompe à chaleur (T, s), et les imperfections :

- le pincement ou écart de température entre la source et le fluide frigorigène ;
- les sections de surchauffe et de sous-refroidissement ;
- la compression non isentropique nécessitant plus de travail qu'une compression isentropique ;
- les pertes de pression du fluide frigorigène dans le cycle à travers les échangeurs ;
- la détente irréversible du fluide de la haute pression à la basse pression au niveau du détendeur.

Il faut noter que ces phénomènes ont un rôle variable en fonction des régimes de fonctionnement. La modélisation prendra en compte cela dans la suite de ce travail.

2.2.3 Synthèse des modèles existants dans la littérature

La littérature concernant les modèles de pompe à chaleur est large et riche. Depuis 1983, Oak Ridge National Laboratory ORNL développe des outils de modélisation et d'analyse pour la conception de pompes à chaleur air-air [Rice 1983]. Ces outils ont largement contribué à la prédiction des performances des pompes à chaleur air-air en régime de fonctionnement stationnaire tant en mode chauffage qu'en mode refroidissement.

La plupart des études visent la modélisation de composants du système de pompe à chaleur. Certains articles s'intéressent aux échangeurs de chaleur, leur type, leur forme géométrique et introduisent de nouvelles corrélations pour le calcul des transferts de chaleur et des pertes de pression à partir de mesures expérimentales.

Palm et Claesson [Palm 2006] étudient les échangeurs à plaques, ainsi que les particularités de ce type d'échangeurs, et présentent des méthodes de calcul pour les différents états du fluide : liquide, vapeur ou diphasique.

Thome et al. [Thome 2004] proposent un modèle de transfert de chaleur pour les échangeurs de types micro-canaux en mode d'évaporation. Ce modèle se compose de trois zones: une zone liquide, une zone diphasique et une zone de vapeur.

Harms et al. [Harms 2004] présentent l'impact du niveau de détail de la modélisation, entre une approche locale, une simplification des méthodes et une approche globale de deux paramètres d'écoulement sur la précision de la modélisation des systèmes pour les climatiseurs autonomes. La 'méthode simplifiée' de Harms est suffisante pour prédire les performances absolues de l'appareil, mais le modèle détaillé permet d'obtenir les performances avec le niveau de charge en fluide frigorigène optimum et de prévoir exactement le comportement des échangeurs de chaleur, dans un intervalle de temps plus long.

En outre, de nombreux chercheurs et fabricants ont étudié les types de compresseurs et leurs caractéristiques, le type de fluide frigorigène, et des estimations de leurs rendements volumétriques et de leur efficacité globale [Danfoss] [Copeland].

Ainsi, les travaux de recherche concernant la modélisation complète des pompes à chaleur et l'intégration à ses systèmes d'application sont rares. On peut citer [IMST ART 2002], et MoMo [Bensafi 1999] MOdèles physiques des MOdules de composants servant pour la conception et la simulation des PAC et des climatiseurs. La plupart des études, telles que Kohler et al. [Kohler 2006] visent la conception d'appareils de réfrigération et de climatisation, sans prendre en compte le système dans lequel ces appareils sont installés.

Au Centre Energétique et Procédés de l'Ecole des Mines de Paris, des travaux de recherche approfondis concernant la modélisation des pompes à chaleur et de leurs composants ont été réalisés au cours des dix dernières années, pour la climatisation automobile et pour le bâtiment.

En ce qui concerne la modélisation du cycle thermodynamique d'une pompe à chaleur, les travaux suivants ont déjà été réalisés : [Gaveau 1999] puis [Benouali 2002] ont créé un modèle stationnaire de cycle thermodynamique destiné à la climatisation automobile comportant des échangeurs multizones ; [Pan 2000] a testé différentes corrélations d'échange pour les échangeurs à tubes ailetés ; [Bigot 2001] s'est consacré à l'étude et à la conception de systèmes air-air inversables utilisant des mélanges de fluides frigorigènes à glissement de température et à faible GWP ; [Argaud 2001] a optimisé énergétiquement les cycles de givrage – dégivrage des PAC inversables air/eau sur plancher destinées au secteur résidentiel ; [Rached 2003] a particulièrement étudié des mélanges de fluides frigorigènes pour des pompes à chaleur air/eau ; [Flach 2004] a réalisé une étude globale d'une PAC air/eau inversable à puissance variable pour le secteur résidentiel et du système de distribution de chaleur par plancher chauffant ; [Perrotin 2004] s'est concentré sur les climatiseurs individuels de type split et plus particulièrement sur la conception des ailettes des surfaces d'échange côté air ; [Rahhal 2006] a conçu une pompe à chaleur air/eau à haute efficacité énergétique pour la réhabilitation d'installations de chauffage existantes ; [Hamdar 2008] a étudié les échangeurs à plaques et à air pour l'optimisation des systèmes indirect de climatisation ferroviaire.

La modélisation présentée dans ce chapitre et le chapitre suivant s'appuie notamment sur les études mentionnées du Centre Energétique et Procédés.

Cette thèse ajoute à ces études une modélisation de certains composants améliorant la performance en régime non nominal et une méthode de couplage simple aux besoins du bâtiment afin de calculer facilement les performances saisonnières de différentes variantes de conception.

2.2.4 Structure globale du modèle de PAC

La structure globale du modèle conçu de [Rahhal 2006] et suit celle du cycle frigorifique de compression. Le cycle est divisé en quatre principaux composants élémentaires : 1—2 compression, 2—3 condensation, 3—4 détente, et 4—1 évaporation comme décrit sur la Figure 2-4. Chaque composant prend en entrée les grandeurs thermodynamiques caractérisant l'état fourni en sortie du composant précédent (enthalpie, température, pression, titre), calcule les grandeurs en sortie et les transmet au composant suivant.

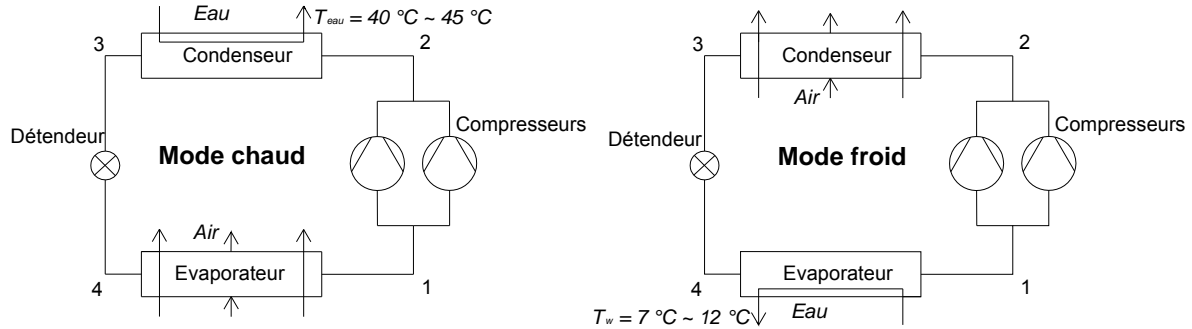


Figure 2-4: Représentation schématique d'une machine air/eau modélisée en mode froid et en mode chaud

Le calcul des propriétés thermodynamiques de l'air, de l'eau et du fluide frigorigène fait appel à des corrélations analytiques établies dans le modèle à partir de la base de données du logiciel Refprop7 [Refprop7]. Les propriétés de chaque composant sont calculées successivement.

Dans la suite, les modèles de chaque composant sont détaillés, et la modélisation globale du cycle sera décrite dans le chapitre 3.

2.3 Modélisation du compresseur

2.3.1 Modélisation

Le modèle de compresseur est développé à partir des données fournies par les constructeurs de compresseur sous la forme de cartes de performances (débit masse, puissance absorbée, puissance frigorifique) en fonction des températures de condensation et d'évaporation.

Le débit masse de fluide au compresseur et la puissance absorbée sont exprimés par une expression polynomiale standardisée en fonction des températures d'évaporation et de condensation :

$$\dot{W}_{comp} = C_0 + C_1.T_e + C_2.T_c + C_3.T_e.T_c + C_4.T_e^2 + C_5.T_c^2 + C_6.T_e^3 + C_7.T_e^2.T_c + C_8.T_e.T_c^2 + C_9.T_c^3 \quad (2.5)$$

$$\dot{m}_{comp} = M_0 + M_1.T_e + M_2.T_c + M_3.T_e.T_c + M_4.T_e^2 + M_5.T_c^2 + M_6.T_e^3 + M_7.T_e^2.T_c + M_8.T_e.T_c^2 + M_9.T_c^3 \quad (2.6)$$

Où les termes C_1 à C_9 , et M_1 à M_9 sont des coefficients constants caractéristiques du compresseur employé. Ce modèle peut être corrigé à la suite d'essais détaillés.

Le calcul est décrit par le schéma suivant :

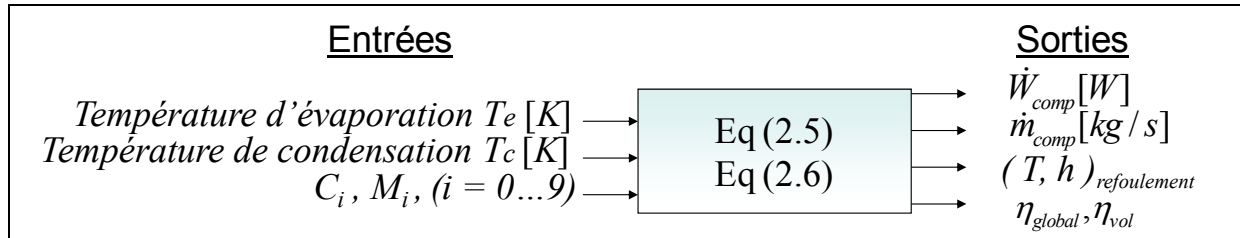


Figure 2-5 : Schéma du modèle de compresseur

Les performances non nominales sont caractérisées par le rendement global et le rendement volumétrique. Le rendement global est le rapport entre le travail théorique de compression isentropique et le travail réel :

$$\eta_g = \frac{\dot{W}_{is}}{\dot{W}_{comp}} \quad (2.7)$$

$\dot{W}_{is} = \dot{m} \cdot (h_{2is} - h_1)$ est la puissance absorbée par le fluide durant une compression isentropique, les enthalpies h_{2is} et h_1 sont obtenues à partir des données thermodynamiques disponibles dans le modèle.

$\dot{W}_{comp} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1)$ est la puissance électrique consommée par le compresseur.

Les grandeurs thermodynamiques au refoulement du compresseur (enthalpie h_2 , température T_2 , pression $P_2 \dots$) sont déterminées. Cependant, ce rendement n'inclut pas le rendement du moteur du compresseur, ni les pertes thermiques dissipées par les parois du compresseur, ni les transferts du fluide frigorigène gaz entre haute et basse pression.

La correction de la puissance consommée liée aux pertes thermiques de [Haberschill 1994] s'écrit :

$$\dot{W}_{comp(corrigée)} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) - Q$$

où Q dépend du type de compresseur et de l'isolation thermique. Cette correction modifie la part de la puissance fournie au fluide et donc le point de sortie du fluide frigorigène. Les essais montrent un écart de température qui peut atteindre 20 K entre T_2 et $T_{2 \text{ réel}}$. Or, suite au manque de mesures sur les compresseurs étudiés au cours des essais, on prend $Q = 0$ dans le modèle.

Le rendement volumétrique s'écrit :

$$\eta_{vol} = \frac{\dot{V}_{réel}}{\dot{V}_{th}} = \frac{v_{asp} \cdot \dot{m}_{comp}}{V_{th} \cdot \varpi} \quad (2.8)$$

Avec : v_{asp} volume massique à l'aspiration du compresseur [m^3/kg],

V_{th} volume engendré caractéristique géométrique du compresseur [m^3],

ϖ nombre de cycles par seconde [rev/s].

Les rendements global et volumétrique dépendent essentiellement du taux de compression (rapport de la pression de condensation à la pression d'évaporation) [Dehausse 1974]. De ce

fait, ces rendements sont tracés en fonction de $\tau = \frac{P_c}{P_e}$, puis des équations de régression

sont établies pour le rendement global :

$$\eta_g = \eta_g(\tau) \quad (2.9)$$

et pour le rendement volumétrique :

$$\eta_{vol} = \eta_{vol}(\tau) \quad (2.10)$$

2.3.2 Données constructeur

Les équations obtenues du rendement global et du rendement volumétrique (2.9) et (2.10) à partir des données constructeur, sont présentées respectivement dans les Figure 2-6 et Figure 2-7 :

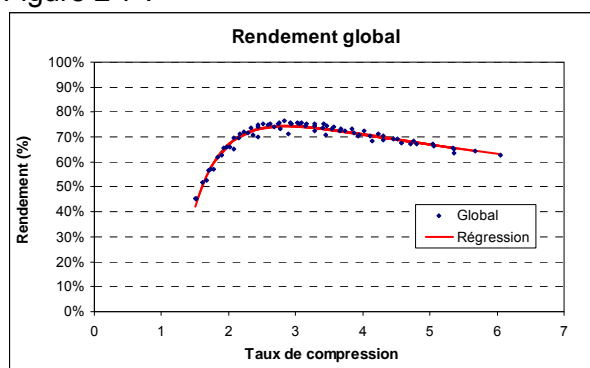


Figure 2-6 : Rendement global du compresseur

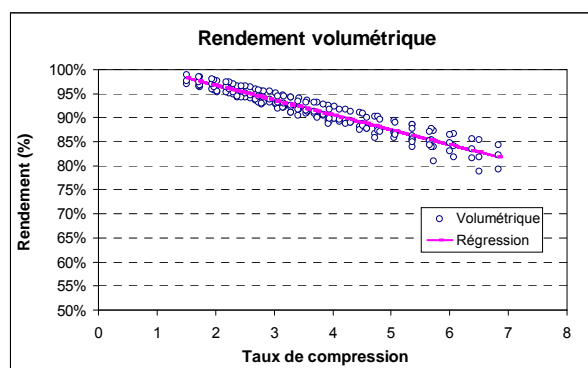


Figure 2-7 : Rendement volumétrique du compresseur

La représentation des rendements global et volumétrique en fonction du taux de compression est plus facile à manipuler que les cartes de compresseur fournies par le constructeur dont on en déduit les équations (2.5) et (2.6). En outre, les données décrites par le constructeur présentent une large gamme d'application. Certaines zones à faible température de condensation en mode de refroidissement, qui correspondent à la limite de la plage de fonctionnement conseillée, n'ont que quelques points. Pour cette raison également, les équations (2.5) et (2.6) sont préférées aux cartes de performances d'origine.

Toutefois, des biais dans les rendements global et volumétrique existent : l'écart maximal entre modèle et donnée constructeur est de l'ordre de 6 %. Cette différence est due au fait que les rendements varient pour un même taux de compression avec des températures d'évaporation et de condensation différentes. Pour remédier à ce problème, une solution est d'ajouter aux équations (2.9) et (2.10) des termes fonction de la température d'évaporation T_e ou de la température de condensation T_c . Une deuxième solution, proposée par Rice [Shao 2004] consiste à ajouter un facteur de correction aux équations (2.5) et (2.6) en fonction de T_e .

Il faut enfin préciser que les données fournies par le constructeur sont fournies pour une surchauffe de 10 K et un sous refroidissement de 0 K. Ces valeurs sont modifiées dans notre modèle mais les expressions des rendements global et volumétrique sont prises sans correction.

On note que le modèle du compresseur basé sur les performances annoncées ou mesurées est à même de représenter différents types de compresseurs hermétiques ou semi-hermétiques dont les plus courants : scroll, rotatif à piston roulant (rotary) et vis.

La forme des équations ne convient pas pour un compresseur ouvert pour lequel la chaleur du moteur ne se retrouvera jamais dans le fluide, il faudra donc faire ajouter une équation du rendement moteur.

2.3.3 Compressions multiples

Afin de satisfaire les besoins thermiques du bâtiment tout au long de l'année en garantissant l'efficacité énergétique, les systèmes de climatisation utilisent la compression fractionnée. La puissance est obtenue à l'aide de deux ou trois compresseurs de tailles inférieures. Le taux

de partition de la puissance peut être par exemple 33% - 66% pour 2 compresseurs ce qui donne 3 étages possibles 100%, 66% et 33%.

C'est le cas des groupes de productions d'eau glacée (dont réversibles) à compresseurs scroll et vis plus des étages de régulation par compresseur vis. En général 2 circuits au-dessus de 40 kW en scroll et au-dessus de 200 kW en vis.

En fonctionnant en mode chaud pompe à chaleur PAC à haute température, on peut avoir un étage ou plusieurs avec injection, deux compresseurs en série avec refroidissement intermédiaire, et 2 cycles en cascades.

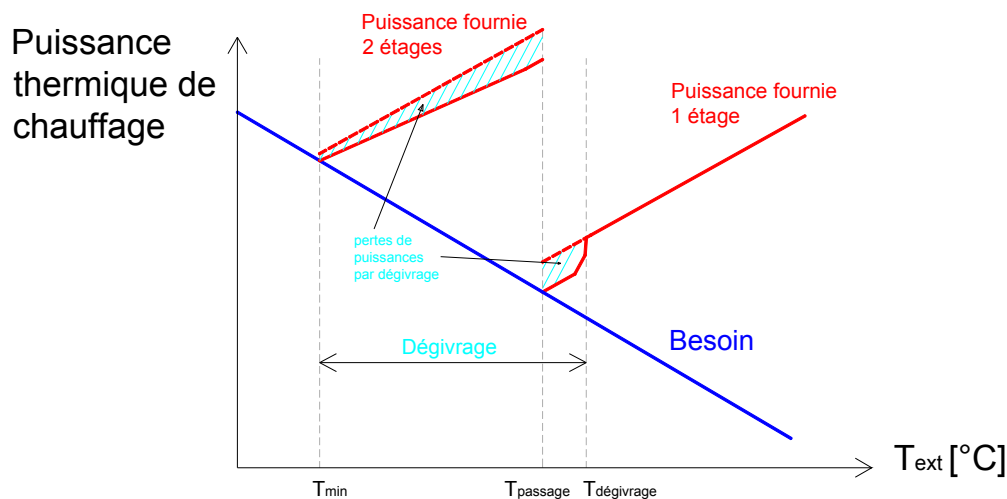


Figure 2-8 : Fonctionnement d'une PAC bi-étagée (en mode chaud)

Pour modéliser une compression multi-étagée, il faut disposer d'une courbe de rendement par étage de compression. C'est ce qui est incorporé dans notre modèle sous la forme d'équations (2.5) et (2.6) pour chacun des compresseurs.

2.3.4 Compression à vitesse variable

La fréquence du compresseur à vitesse variable varie pour répondre aux besoins thermiques nécessaires à la climatisation du bâtiment. Le nombre de tours par seconde ϖ [tr / s] varie dans un intervalle fixé par le constructeur.

Pour la modélisation du compresseur à vitesse variable, il faut disposer d'une courbe de rendement fonction de la fréquence de rotation. Dans certains cas, il semble possible d'utiliser une équation de rendement intégrant comme variable la fréquence de rotation. On peut citer par exemple [Filfli 2004] et [Shao 2003] qui expriment le rendement global et le rendement volumétrique en fonction du taux de compression et de la fréquence:

$$\eta_g = \eta_g(\tau, \varpi) \quad (2.11)$$

$$\eta_{vol} = \eta_{vol}(\tau, \varpi) \quad (2.12)$$

Les Figure 2-9 et Figure 2-10 représentent le rendement global et volumétrique respectivement en fonction du taux de compression et de la fréquence allant de 30 à 90 Hz pour un compresseur scroll à vitesse variable (les échelles ne sont pas indiquées car les données fournies par le constructeur de ce compresseur sont confidentielles). L'optimum du rendement global se trouve à un taux de compression croissant avec la fréquence. La courbe de rendement à droite de l'optimum est améliorée pour ces régimes.

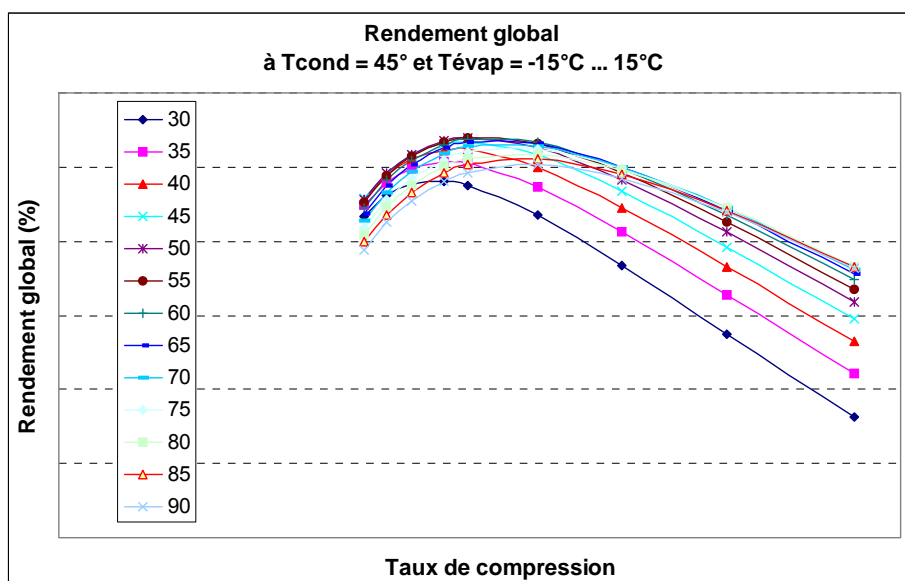


Figure 2-9 : Rendement global d'un compresseur à vitesse variable en fonction du taux de compression et de la fréquence

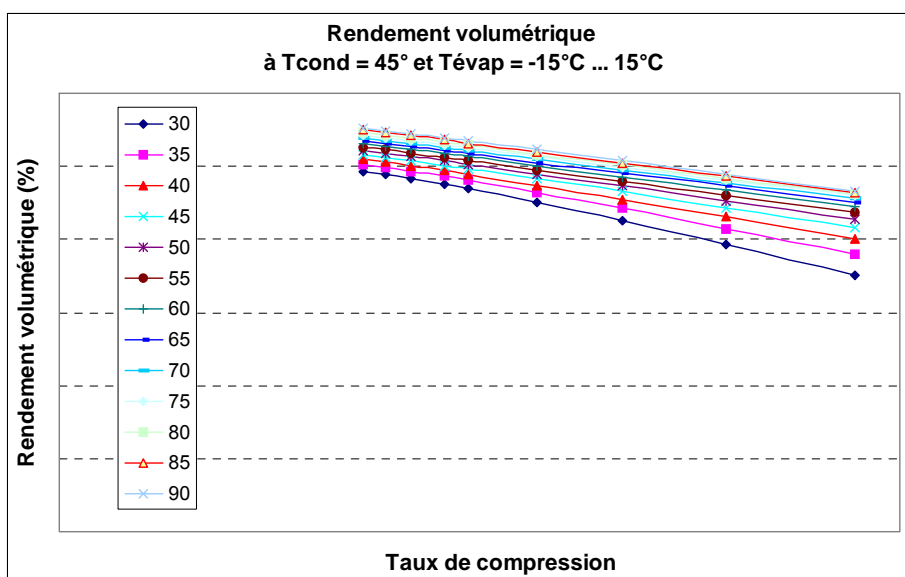


Figure 2-10 : Rendement volumétrique d'un compresseur à vitesse variable en fonction du taux de compression et de la fréquence

Quant au rendement volumétrique, il diminue avec l'augmentation du taux de compression, et augmente avec la fréquence car plus la fréquence est élevée, plus le volume aspiré s'approche du volume théorique du compresseur et les transferts HP/BP de fluide frigorigène diminuent.

A faible fréquence, la lubrification se dégrade et les frottements augmentent entraînant des transferts de fluides ce qui explique la diminution observée des rendements.

La dégradation des rendements globaux et volumétriques quand le taux de compression augmente est due largement aux échanges de chaleur par les parois du compresseur. A cela s'ajoute les pertes dues aux défauts d'étanchéité des clapets [Conan 1988]. En plus, les pertes de pression à l'aspiration et au refoulement ont un impact quasi constant sur le rendement volumétrique et un effet plus important sur la dégradation du rendement global à faibles taux de compression.

2.3.5 Comparaison entre modèle de compresseur et valeurs expérimentales

Les tests présentés à présent ont été réalisés dans le laboratoire de CIAT, constructeur français de systèmes thermiques et frigorifiques équipé de bancs d'essais situés au Laboratoire Systèmes Thermodynamiques - Centre de Recherche et Innovation de CIAT à Culoz.

Une comparaison du modèle de compresseur obtenu à partir des données constructeur avec des mesures expérimentales réalisées sur le compresseur à vitesse variable, est présentée dans le Tableau 2-1, pour les points de fonctionnement suivants :

Mode	T air (°C)	Fréquence (Hz)	Ventilateur (RPM)
Froid	17,6	30	500
Froid	19,9	45	380
Froid	16,8	45	380
Froid	20,7	45	500
Froid	21,2	60	700
Froid	21,3	90	500
Froid	21,5	90	700
Froid	22,9	90	900
Chaud	3,4	30	500
Chaud	0,9	40	380
Chaud	0,9	40	520
Chaud	1,4	40	720
Chaud	1,3	60	380
Chaud	1,8	90	700
Chaud	4,0	90	700
Chaud	6,9	90	600

Tableau 2-1 : Liste des points d'essais réalisés pour la validation du modèle compresseur

Les incertitudes de mesure des capteurs de température utilisés sont pour les thermocouples côté fluide frigorigène de 0,2 K et pour les PT100 côté circuit d'eau de 0,03 K [Annexe 2]. Celles des capteurs de pression sont de l'ordre de 0,2 bar, en particulier pour la pression de refoulement du compresseur est de 0,05 bar. Ces incertitudes respectent les recommandations de la norme EN14511 [EN14511 2004] récapitulées dans le Tableau 2-2 :

	Grandeur mesurée	Unité	Incertitude de mesure
Liquide	— température entrée/sortie	°C	± 0,1 K
	— débit-volume	m ³ /s	± 1 %
	— différence de pression statique	Pa	± 5 Pa ($\Delta p \leq 100$ Pa) ± 5 % ($\Delta p > 100$ Pa)
Air	— température sèche	°C	± 0,2 K
	— température humide	°C	± 0,3 K
	— débit-volume	m ³ /s	± 5 %
	— différence de pression statique	Pa	± 5 Pa ($\Delta p \leq 100$ Pa) ± 5 % ($\Delta p > 100$ Pa)
Fluide frigorigène	— pression à la sortie du compresseur	kPa	± 1 %
	— température	°C	± 0,5 K
Grandeurs électriques	— puissance électrique	W	± 1 %
	— tension	V	± 0,5 %
	— intensité	A	± 0,5 %
	— énergie électrique	kWh	± 1 %
	— Vitesse de rotation du compresseur	min ⁻¹	± 0,5 %

Tableau 2-2 : Incertitudes des différentes grandeurs mesurées suivant la norme EN14511

Le wattmètre employé pour mesurer la puissance absorbée est un matériel neuf utilisé pour la première fois sans étalonnage. Une incertitude de 1 % est donc accordée aux mesures de puissance absorbée liée à la lecture :

$$\frac{\Delta P_{\text{absorbée}}}{P_{\text{absorbée}}} = 1\% \quad (2.13)$$

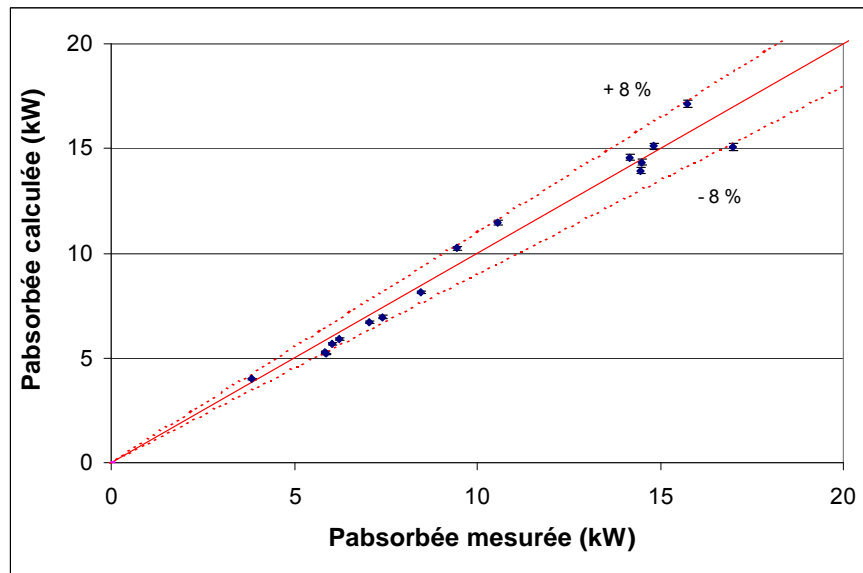


Figure 2-11 : Comparaison des puissances absorbées mesurées et calculées par le modèle du compresseur

Un écart moyen de 6 % est observé entre puissance absorbée par le compresseur calculée par le modèle et valeurs expérimentales. L'écart maximal est de 8 %. Cela est dû principalement aux pertes thermiques aux parois du compresseur négligées.

Le logigramme ci-dessous récapitule les différentes étapes de la modélisation des compresseurs, en incluant le dimensionnement et le choix du type de compression.

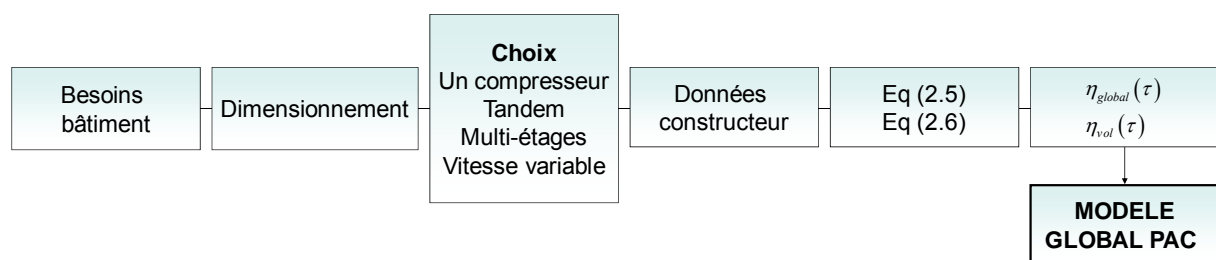


Figure 2-12: L'étape de la modélisation du compresseur par rapport à la modélisation globale

On note que le choix du(des) compresseur(s) résulte d'une optimisation économique globale. L'évaluation de l'amélioration des performances de la PAC selon les variantes de compresseurs sera détaillée au chapitre 5.

2.4 Modélisation du détendeur

2.4.1 Bilan mécanique du détendeur et asservissement de la surchauffe

Le détendeur a pour fonction de faire passer le fluide frigorigène de la haute pression au condenseur à la basse pression à l'évaporateur. Il contrôle le débit de fluide frigorigène. Il

existe plusieurs types de détendeurs, il peut s'agir d'une vanne thermostatique de détente (TXV), d'un détendeur électronique (EXV), d'un tube capillaire, d'orifices à section variable ou autre. Les tubes capillaires et les orifices sont des appareilles à section de passage constante. Ils sont simples et peu chers, mais la régulation de débit est limitée à un domaine assez étroit. Les EXV comportant un moteur pas à pas permettent une variation du débit sur une grande plage et adaptent rapidement leur réponse à une variation des conditions de fonctionnement (et surtout peuvent être contrôlés plus finement en fonction de plusieurs paramètres du cycle).



Figure 2-13 : (de gauche à droite) détendeur thermostatique [Danfoss], détendeur électronique [Copeland], et tube capillaire [Somapro]

Bien que les TXV ne soient pas adaptés en cas de large domaine de variation du débit, ils ont l'avantage d'un mécanisme simple et sont les plus répandus dans les systèmes thermodynamiques.

Outre la chute de pression du fluide, le détendeur thermostatique, en variant son ouverture pour adapter le débit de fluide frigorigène, maintient une surchauffe ΔT_{SH} constante et égale à une consigne fixée. Cette régulation est réalisée par un équilibre de pression de l'ensemble membrane-tige-pointeau [Haberschill 2002]. Selon l'équilibre des forces exercées sur cet ensemble, le pointeau se déplace, libérant une section de passage plus ou moins importante pour le fluide frigorigère. Les forces s'exerçant sur la membrane et le pointeau du détendeur (Figure 2-14) correspondent aux pressions suivantes :

- la pression dans le bulbe situé à la sortie de l'évaporateur P_b , transmise à la membrane par un capillaire, est fonction de la nature de la charge du bulbe et de la température du fluide frigorigère à la sortie de l'évaporateur,
- la pression d'évaporation à l'entrée de l'évaporateur P_{ee} (ou à la sortie dans le cas des détendeurs à égalisation externe),
- la différence de pression amont/aval du détendeur $\Delta P = P_c - P_e$,
- la pression qui correspond à la force du ressort du pointeau.

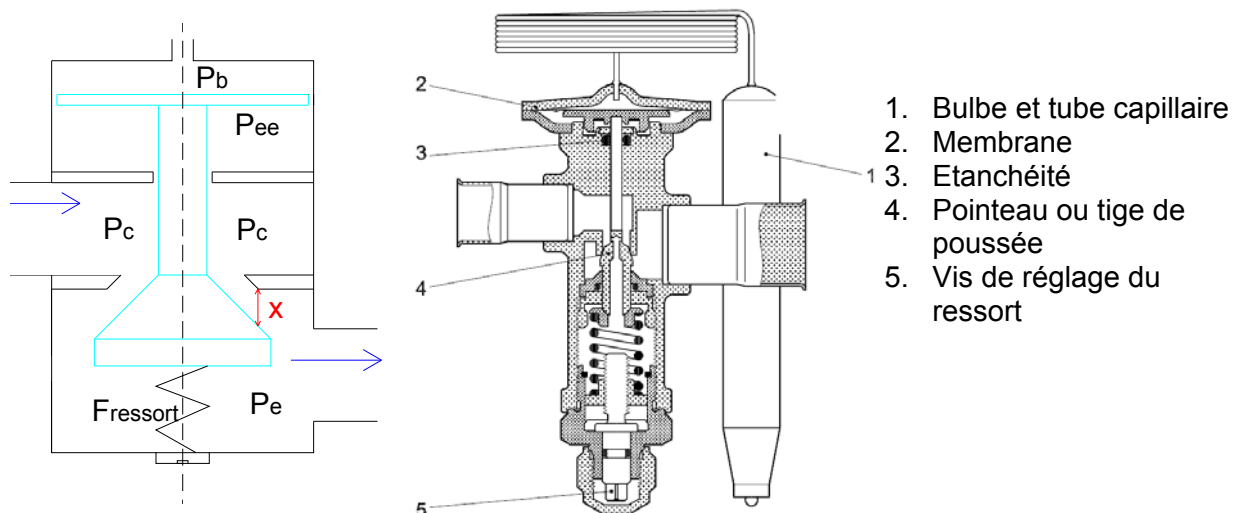


Figure 2-14 : Détendeur thermostatique [Danfoss]

L'écriture du bilan des forces s'exerçant sur l'ensemble membrane-tige-pointeau conduit à l'expression du déplacement du pointeau x :

$$x = \alpha_1 + \alpha_2 \cdot P_b + \alpha_3 \cdot P_{ee} + \alpha_4 \cdot \Delta P \quad (2.14)$$

Et finalement à une loi de détente de la forme suivante :

$$\dot{m}_{détendeur} = (C_1 + C_2 \cdot P_b + C_3 \cdot P_{ee} + C_4 \cdot \Delta P) \cdot \sqrt{\rho_e \cdot \Delta P} \quad (2.15)$$

Où ρ_e étant la masse volumique du fluide frigorigène à l'entrée du détendeur.

La caractérisation de la loi de détente consiste alors à déterminer les coefficients C_1 à C_4 de l'équation par un programme de minimisation de l'erreur sur le débit de fluide frigorigène. On note que P_b dépend du type du détendeur.

Le détendeur thermostatique, en variant son ouverture, maintient une surchauffe égale à une valeur ΔT_{SH} de consigne en adaptant le débit de fluide frigorigène.

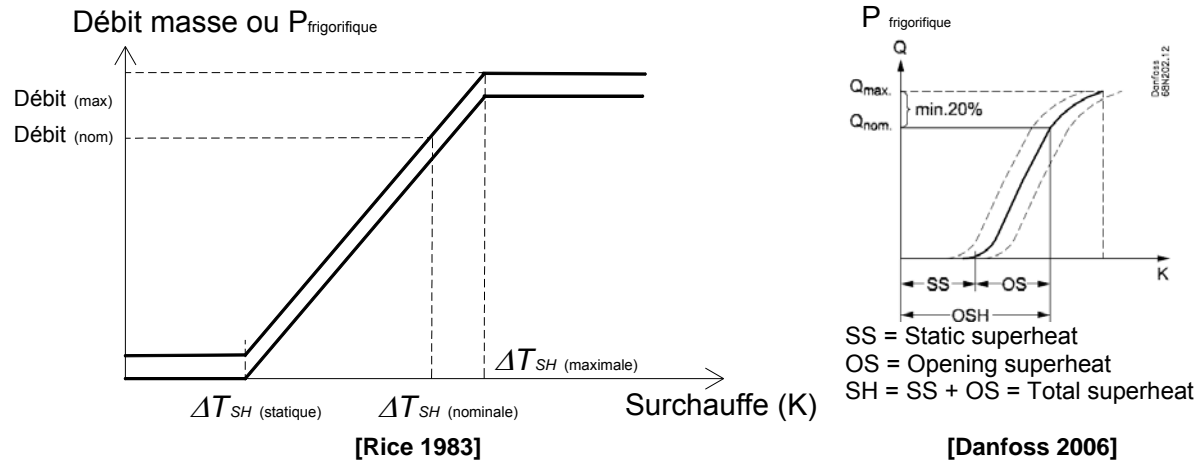


Figure 2-15 : Régulation du détendeur thermostatique en fonction de la surchauffe

La Figure 2-15 décrit cette régulation du débit ou de la puissance frigorifique en fonction de la surchauffe [Rice 1983]. Cette courbe vérifie celle du constructeur [Danfoss 2006]. Ce comportement du détendeur est essentiel, puisque la surchauffe garantit un bon fonctionnement du compresseur en évitant l'aspiration de fluide frigorigène en phase liquide.

Pour équilibrer le débit compresseur et le débit détendeur, la méthode suivante peut être adoptée :

Si $\dot{m}_{comp} > \dot{m}_{dét}$ il faut réguler de manière à baisser $T_{évap}$ (voir Figure 2-16) donc $P_{évap}$ pour réduire le débit compresseur \dot{m}_{comp} . Cette réduction va faire croître la surchauffe donc augmenter $\dot{m}_{dét}$.

Si par contre $\dot{m}_{comp} < \dot{m}_{dét}$, il faut augmenter $T_{évap}$ pour augmenter le débit compresseur \dot{m}_{comp} . Ceci va diminuer la surchauffe et par conséquent diminuer $\dot{m}_{dét}$.

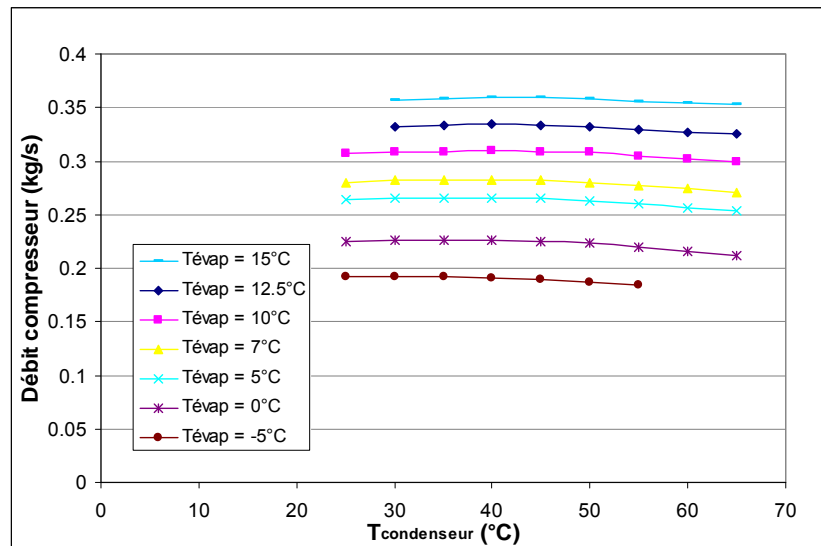


Figure 2-16 : Débit compresseur en fonction de la température de condensation et d'évaporation.

Le dimensionnement et le choix d'un détendeur à partir des catalogues de fabricants, dépend du type de fluide frigorigène, du sous-refroidissement et de la puissance frigorifique à l'évaporateur.

2.4.2 Modélisation envisagée

Les entrées du modèle de détendeur sont les pressions d'évaporation et de condensation, l'enthalpie de sortie du condenseur et la surchauffe ΔT_{SH} . La détente est supposée adiabatique sans pertes vers l'extérieur et sans travail :

$$h_4 = h_3$$

Le détendeur thermostatique est représenté par le modèle schématisé suivant :

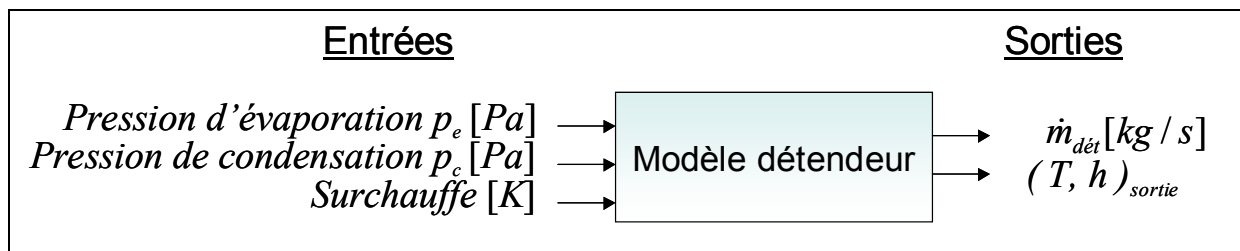


Figure 2-17 : Algorithme de calcul du détendeur thermostatique

Le débit masse s'écrit comme une fonction de la différence de pression entre condenseur et évaporateur $\Delta p = p_c - p_e$, et de la surchauffe ΔT_{SH} :

$$\dot{m}_{TXV} = \dot{m}_{TXV}(\Delta T_{SH}, \rho_e, \Delta P) \quad (2.16)$$

où :

ρ_e masse volumique du fluide frigorigène à l'entrée du détendeur,

Un modèle empirique a été établi expérimentalement à partir des essais effectués sur une machine de référence bi-compresseur munie de deux détendeurs :

- DANFOSS TRE 20-20 en mode chaud [Danfoss 2006]
- DANFOSS TRE 20-25 en mode froid [Danfoss 2006]

Les essais réalisés [CIAT] conduisent à une cartographie du débit détenteur en fonction de la surchauffe pour le mode chaud et froid :

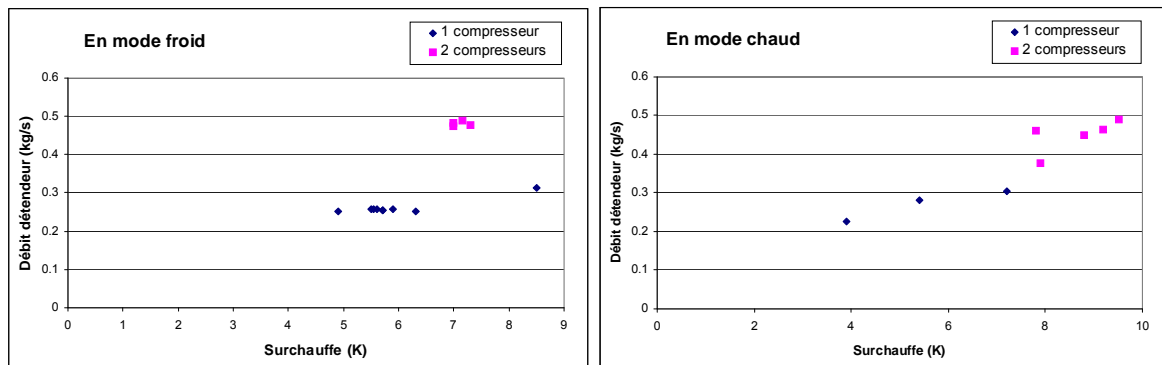


Figure 2-18 : Débit détenteur mesuré en fonction de la surchauffe en mode froid (à gauche) et en mode chaud (à droite)

■ En mode froid

Modèle 1: $\dot{m} = (a.\Delta T_{SH}^3 + b.\Delta T_{SH}^2 + c.\Delta T_{SH})\sqrt{\rho_e.\Delta P}$ (2.17)

Cette forme est inspirée de l'équation (2.15)

Pour un compresseur : $a = -1,77812 \cdot 10^{-7}$
 $b = 7,91493 \cdot 10^{-7}$
 $c = 1,49277 \cdot 10^{-6}$

Pour deux compresseurs : $a = -5,16051 \cdot 10^{-7}$
 $b = 6,78288 \cdot 10^{-6}$
 $c = -2,06867 \cdot 10^{-5}$

Modèle 2: $\dot{m} = a.\Delta T_{SH} + b$ (2.18)

Cette équation est inspirée de la Figure 2-15.

Pour un compresseur : $\dot{m} = 0,0121 \times \Delta T_{SH} + 0,2054$ (2.19)

Pour deux compresseurs : $\dot{m} = 0,0347 \times \Delta T_{SH} + 0,2497$ (2.20)

Ces deux modèles sont représentés graphiquement par la Figure 2-19 ci-après pour les points suivants :

Nb de compresseurs	P _{entrée détenteur} (bars)	P _{entrée évaporateur} (bars)	Surchauffe (K)
2	33,4	10,3	6,5
2	30,7	10,4	6,9
2	38,9	10,6	6,5
2	33,3	10,2	6,5
1	27,2	9,7	4,6
1	23,0	9,6	4,2
1	22,3	9,6	4,5
1	32,3	9,6	4,7
1	20,7	9,5	4,2
1	21,6	9,5	3,6
1	28,3	11,6	7,6
1	24,1	9,5	4,2
1	27,0	9,6	4,6

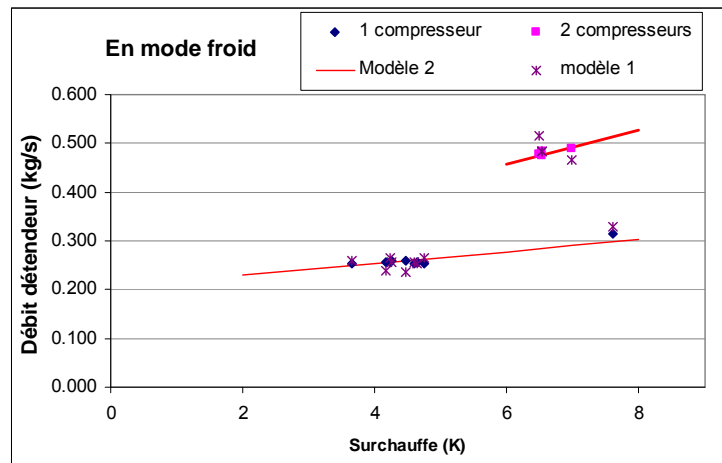


Figure 2-19 : Débit détenteur calculé par les deux modèles en fonction de la surchauffe en mode froid

Le modèle 2 plus simple donne des débits calculés pour les points du cycle en mode froid à $\pm 2\%$ en moyenne, il est donc suffisant.

Un inconvénient du modèle 2 apparaît pour la régulation des débits compresseurs faibles (< 0.2 kg/s dans le cas d'un compresseur) ce cas correspond à un fonctionnement à basse température d'évaporation.

▪ **En mode chaud (en ne gardant que la forme du modèle 2)**

Modèle : $\dot{m} = a.\Delta T_{SH} + b$

Pour un compresseur : $\dot{m} = 0,0231 \times \Delta T_{SH} + 0,1430$ (2.21)

Pour deux compresseurs : $\dot{m} = 0,0364 \times \Delta T_{SH} + 0,1328$ (2.22)

Ce modèle est représenté graphiquement par la Figure 2-20 ci-après pour les points suivants :

Nb de compresseurs	P _{entrée détenteur} (bars)	P _{entrée évaporateur} (bars)	Surchauffe (K)
2	29,3	11,2	7,8
2	29,0	9,2	7,9
2	28,6	7,2	8,8
2	30,2	12,4	9,5
2	30,1	10,6	9,2
1	27,0	6,7	5,4
1	28,6	7,2	3,9
1	27,4	6,6	7,2

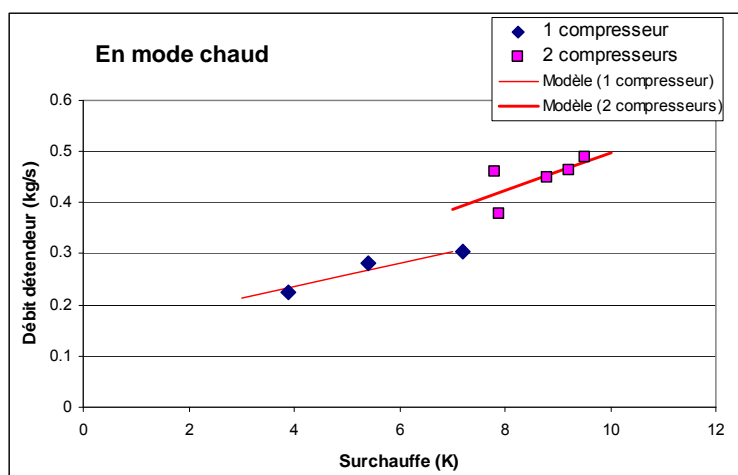


Figure 2-20 : Débit détenteur calculé en fonction de la surchauffe en mode chaud

Le modèle présenté prévoit le débit détenteur avec une erreur maximale de 12 %.

Ces modèles ont été testés et ont fait apparaître des problèmes de convergence dans le calcul de cycle thermodynamique au passage de 1 compresseur à 2 compresseurs. Aussi, à faible débit un problème de régulation apparaît car la surchauffe est trop faible.

D'autre part, les modèles empiriques présentés dans ce paragraphe ne caractérisent que les détenteurs définis (DANFOSS TRE 20-20, DANFOSS TRE 20-25), et une étude similaire serait nécessaire pour caractériser tout autre détenteur, ce qui n'a pas été possible dans cette thèse.

Finalement, dans le cas d'une modélisation **stationnaire** on a considéré que l'équilibre de masse est établi dans le circuit de réfrigération, et par la suite le débit détenteur est considéré égal au débit compresseur. Quant à la surchauffe, elle est calculée dans la boucle de calcul du cycle de façon à converger vers la surchauffe de consigne fixée en ajustant la pression d'évaporation (cf. § 3.2 et figure 3.1).

2.5 Modélisation des échangeurs

2.5.1 Typologie

La PAC air/eau comporte deux types d'échangeurs :

- Echangeur fluide frigorigène / eau (échangeur à plaques),
- Echangeur fluide frigorigène / air (échangeur tubes ailetés ou mini canaux)

Ces échangeurs jouent le rôle de condenseur ou d'évaporateur selon que la PAC fonctionne en mode froid ou chaud. Trois types principaux de modèles d'échangeur existent : global, zonal ou à volumes finis.

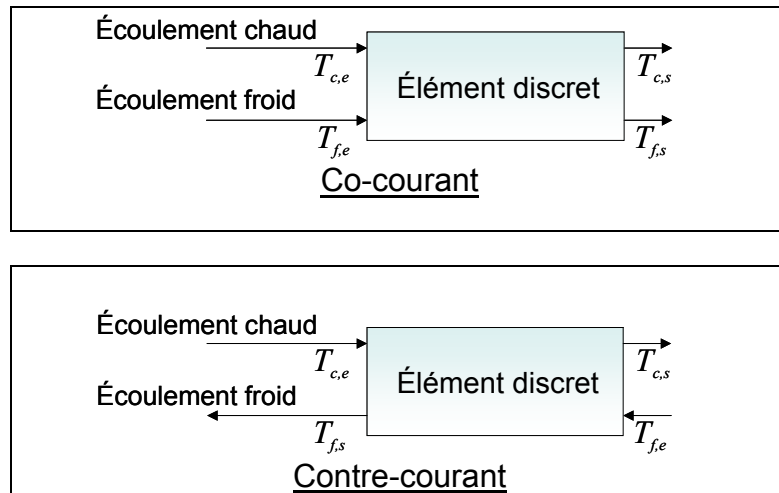
Les modèles de volumes finis sont dédiés à la conception des échangeurs et garantissent des résultats précis [Harms, 2004], l'échangeur est divisé en un très grand nombre d'éléments dans lesquels sont décrites les équations de conservation considérant la distribution spatiale des fluides. Une telle modélisation permet d'étudier les effets locaux dans le système mais suppose une description de la géométrie précise de l'échangeur en question et un temps de résolution relativement long.

Les modèles globaux considèrent l'échangeur comme un seul élément homogène dans lequel les propriétés thermophysiques du fluide sont moyennées. Un modèle global est simple et nécessite peu de temps de calcul mais il est moins précis quant à la représentation des phénomènes physiques.

Les modèles zonaux découpent les échangeurs en zones dans lesquelles sont mises en œuvre les équations de bilan. Les propriétés des fluides sont moyennées sur chaque zone. Ce type de modèle permet une bonne précision des calculs grâce à la description des phénomènes de changement de phase du fluide frigorigé.

Dans ce travail, le modèle des échangeurs est destiné au dimensionnement et au calcul des performances du cycle, on utilise donc un modèle zonal qui est plus rapide que le modèle de volumes finis et moins précis d'environ 5 % d'après Harms, mais plus précis qu'un modèle global. On distingue les configurations d'échange : co-courant, contre courant, courants croisés, et des configurations de surchauffe, de condensation d'évaporation et de sous refroidissement.

Les modèles zonaux assemblent des éléments discrets dont les sorties sont calculées à partir des grandeurs d'entrée:



Pour chaque élément n on utilise la méthode LMTD :

$$Q_n = F \cdot UA_n \cdot LMTD_n \quad (2.23)$$

Où :

- Q_n est la puissance thermique échangée dans l'élément n [W].
- UA_n est le coefficient de transfert de chaleur global [W/K], dépendant des coefficients de chaque côté de l'échangeur.
- F dépend du type d'échange.
- $LMTD_n$ est la moyenne logarithmique de la différence de température dans l'élément n :

$$\text{Co-Courant: } LMTD_n = \frac{(T_{c,e} - T_{f,e}) - (T_{c,s} - T_{f,s})}{\ln \left(\frac{T_{c,e} - T_{f,e}}{T_{c,s} - T_{f,s}} \right)} \quad (2.24)$$

$$\text{Contre courant : } LMTD_n = \frac{(T_{c,e} - T_{f,s}) - (T_{c,s} - T_{f,e})}{\ln \left(\frac{T_{c,e} - T_{f,s}}{T_{c,s} - T_{f,e}} \right)} \quad (2.25)$$

Une autre forme de la puissance échangée au niveau de l'élément n s'écrit :

$$Q = \dot{m}_f c_f (T_{f,s} - T_{f,e}) = \dot{m}_c c_c (T_{c,e} - T_{c,s}) \quad (2.26)$$

où c est la chaleur massique [$\text{kJ kg}^{-1}\text{K}^{-1}$].

Le produit cT [$\text{kJ kg}^{-1}\text{K}^{-1} \cdot \text{K}$] est remplacé par l'enthalpie h [kJ kg^{-1}] du côté fluide frigorigène :

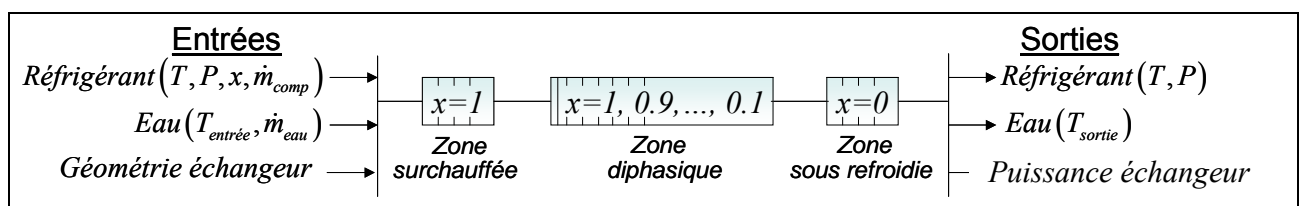
$$Q = \dot{m}_f (h_{f,s} - h_{f,e}) = \dot{m}_c c_c (T_{c,e} - T_{c,s}) \quad (2.27)$$

2.5.2 Echangeur à plaques



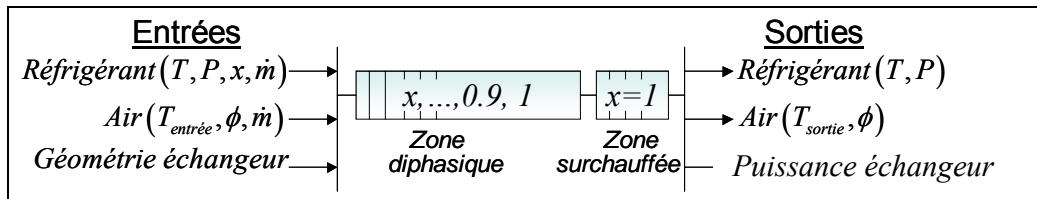
Figure 2-21 : Echangeurs à plaques

En mode chauffage, l'échangeur de chaleur à plaques joue le rôle de l'unité de condensation. Le fluide frigorigène passe dans trois états successifs dans trois zones consécutives de l'échangeur : vapeur surchauffée, équilibre liquide vapeur en condensation, et liquide sous refroidi. Le modèle d'échangeur diffère entre les trois régions caractérisées par le titre en vapeur x . En effet, chaque canal du circuit est subdivisé en n éléments en commençant par la zone surchauffée où $x = 1$, puis la zone diphasique où le titre x de vapeur est compris entre 1 et 0 et enfin la zone de liquide sous refroidi $x = 0$. La « longueur »³ respective des zones dont la somme représente l'échangeur entier est une inconnue du problème. Un appel aux fonctions thermodynamiques se fait pour chaque élément du modèle échangeur. Le nombre d'éléments n est de l'ordre de 10 à 15, sachant que l'augmentation du nombre d'éléments diminue la vitesse de calcul pour un très faible gain de précision comme expliqué par [Harms 2004].



En mode refroidissement, l'échangeur de chaleur à plaques joue le rôle de l'unité d'évaporation. Le fluide frigorigène est dans deux états successifs : équilibre liquide vapeur en évaporation, et vapeur surchauffée. De même, le modèle de transferts thermiques de l'échangeur diffère entre les deux régions caractérisées par le titre vapeur x , et chaque canal du circuit est subdivisé en n éléments en commençant par la zone diphasique où le titre x de vapeur est compris entre 0 et 1 et puis la zone surchauffée où $x = 1$.

³ Si on parle de longueur, cela signifie qu'on raisonne à section constante ce qui n'est pas toujours le cas. C'est donc une hypothèse de plus à émettre. La forme générique serait de parler de surfaces.



La géométrie indiquée de l'échangeur à plaques inclut le nombre de plaques, leur espacement, l'angle des corrugations β , la longueur et la largeur des plaques.

En écoulement **monophasique**, la plupart des corrélations proposées dans la littérature, ont des formes similaires :

- En particulier, celle de Talik et al. [Talik 1995] :

$$Nu = 0,248 Re^{0,75} Pr^{0,4} \quad (2.28)$$

dont le domaine de validité correspond à un nombre de Reynolds $1450 < Re < 11460$ et un nombre de Prandlt compris entre 2,5 et 5,0.

- Ainsi que la corrélation de Heavner et al [Heavner 1993] :

$$Nu = C_1 Re^m Pr^{0,5} \quad (2.29)$$

où C_1 et m dépendent de l'angle des chevrons β (cf. Figure 2-22) variant de $0^\circ < \beta < 67^\circ$, pour un nombre de Reynolds compris entre 400 et 10000, et un nombre Prandlt compris entre de 3,3 et 5,9.



Figure 2-22 : Angles des chevrons d'échangeur à plaques

Dans cette thèse, la corrélation de Kumar citée dans l'étude comparative réalisée par Ayub [Ayub 2003] sur les échangeurs à plaques, est utilisée. Elle est de la forme suivante :

$$Nu = C Re^n Pr^{0,33} \quad (2.30)$$

avec $Nu = \frac{h \cdot D_h}{k}$, k étant la conductivité thermique de l'eau, et D_h le diamètre hydraulique de l'ordre de 5 mm.

Les coefficients C et n varient en fonction du nombre de Reynolds et de l'angle des chevrons. La corrélation est définie pour un angle des chevrons allant de 30° à plus de 65° correspondant à un nombre de Reynolds allant de 10 à plus de 500, par exemple, pour un angle β de 60° on aura $C = 0.108$, $n = 0.703$ pour $Re > 400$.

La corrélation de Kumar est ainsi choisie du côté eau et côté fluide frigorigène pour sa simplicité et sa rapidité de calcul, de même, elle est recommandée par [Ayub 2003] dans son étude parmi la trentaine de corrélations qu'il présente.

En **diphasique**, les corrélations de transfert thermique font intervenir en plus des facteurs géométriques plusieurs paramètres tels que le titre en vapeur, le débit surfacique, le flux de chaleur.

Les deux modes de fonctionnement en écoulement diphasique de l'échangeur à plaques (condensation et évaporation) sont présentés :

▪ *Condensation*

La corrélation de Shah [Shah 1979] h_{Shah} est utilisée quand le débit surfacique $G = \frac{\dot{m}_{comp}}{A}$ est supérieur à $200 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$ (A étant la section de l'écoulement dans le canal), et l'approche d'Akers citée par Thome [Thome 2005b] h_{Akers} pour les autres cas :

$$h_{Shah} = h_{liq} \left[(1-x)^{0,8} + \frac{3,8x^{0,76} (1-x)^{0,04}}{(p_r)^{0,38}} \right] \quad (2.31)$$

$$h_{liq} = 0,023 \text{ Re}^{0,8} \text{ Pr}^{0,4} \frac{k_{liq}}{D_h} \quad (2.32)$$

$$p_r = \frac{p_{saturation}}{p_{critique}} \quad (2.33)$$

p_r est la pression réduite du fluide dans notre cas le R410A. Shah recommande d'utiliser la corrélation ci-dessus pour une plage de pression réduite entre 0,011 et 0,44.

$$h_{Akers} = C_i \text{ Re}^{n_i} \text{ Pr}^{1/3} \frac{k_{liq}}{D_h} \quad (2.34)$$

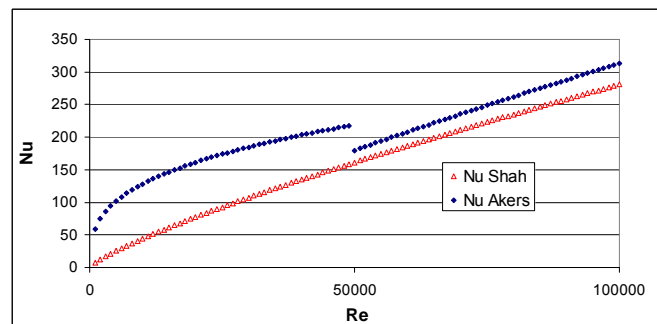
avec :

$$\text{Re} = \frac{G_{eq} D_h}{\mu_{liq}}$$

$$G_{eq} = \frac{\dot{m}_{comp}}{A} \left[(1-x) + x \left(\frac{\rho_{liq}}{\rho_{vapeur}} \right)^{0,5} \right]$$

$$\text{Pr} = \mu_{liq} \frac{C_{liq}}{k_{liq}}$$

	C_i	n_i
$\text{Re} > 50000$	0,0265	0,800
$\text{Re} < 50000$	5,0300	0,333



(*) graphe tracé pour $\text{Pr} = 1.65$

Le choix de l'approche d'Akers est justifié par plusieurs études comme celles de Thome et Longo [Thome 2005b], [Longo 2008], malgré la discontinuité observée qui peut gêner la convergence autour de $\text{Re} = 50000$. Dans le cas de l'étude présentée, le débit surfacique G est fréquemment supérieur à $200 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$; c'est donc la corrélation de Shah qui est utilisée majoritairement.

▪ *Evaporation*

La corrélation de Han et al. [Han 2003] est utilisée pour l'évaporation du R410A et du R22 dans des échangeurs à plaques :

$$h = Ge_1 Re^{Ge_2} Bo^{0,3} Pr^{0,4} \frac{k_{liq}}{D_h} \quad (2.35)$$

où:

$$Re = \frac{G_{eq} D_h}{\mu_{liq}}$$

$$Ge_1 = 2,81 \left(\frac{P_{corr}}{D_h} \right)^{-0,041} \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right)^{-2,83}$$

β est l'angle des chevrons exprimé en radian, et P_{corr} le pas des nervures,

$$Ge_2 = 0,746 \left(\frac{P_{corr}}{D_h} \right)^{-0,082} \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right)^{0,61}$$

et Bo le nombre d'ébullition $Bo = \frac{q}{G_{eq} h_{lv}}$

Cette corrélation empirique a été validée expérimentalement par Han et al. sur l'intervalle de débit masse surfacique de 13 à 34 kg.m⁻².s⁻¹ pour les angles de chevrons de 20 °, 35 °, et 45 °, et les densités de flux de chaleur q de 2,5, 5,5, et 8,5 kW/m². Les écarts entre les valeurs mesurées et calculées sont de l'ordre de 20 %, cette corrélation est adoptée car elle donne des valeurs acceptables par rapport à l'expérimentation menée sur l'échangeur à plaques de la PAC dans cette thèse.

2.5.3 Comparaison entre le modèle d'échangeur à plaques et les valeurs expérimentales

Une comparaison des valeurs calculées par le modèle d'échangeur à plaques développé et les valeurs mesurées expérimentalement, est présentée dans ce paragraphe. Les mesures sont effectuées pour les points de fonctionnement suivants (Tableau 2-3) :

Mode	T eau entrée	T eau sortie	Débit d'eau
	(°C)	(°C)	(m ³ /h)
Chaud	34,6	36,1	9,0
Chaud	37,5	39,2	9,0
Chaud	37,5	39,4	9,0
Chaud	37,5	39,4	9,0
Chaud	40,8	43,6	9,0
Chaud	40,5	43,6	9,0
Chaud	40,7	43,9	8,9

Tableau 2-3 : Liste des points d'essais réalisée pour la validation du modèle échangeur à plaques

L'échangeur à plaques employé est de dimensions 219x208x100 mm, caractérisé par un espacement des plaques de 2 mm, un angle de chevrons β de 30 °, et un pas de nervures de 0,4 mm. On note que le modèle d'échangeur a été calé par rapport aux essais en fonction

de la géométrie de l'échangeur, en particulier l'angle de chevrons β et le pas de nervures étaient 2 paramètres inconnus (confidentiels) que l'on a fixé pour minimiser l'écart aux mesures. En mode chaud, l'échangeur à plaques est co-courant

On rappelle les incertitudes de mesure des capteurs de température utilisés : pour les thermocouples côté fluide frigorigène 0,2 K et pour les PT100 côté circuit d'eau 0,03 K [Annexe 2]. Celles des capteurs de pression sont de l'ordre de 0,2 bars.

Quant au calcul de l'incertitude de la puissance thermique, la méthode de l'incertitude type composée [AFNOR NF ENV 13005] est employée. En effet, l'incertitude type composée $u_c(y)$ est la racine carrée de la variance composée $u_c^2(y)$:

$$u_c^2(y) = \sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \right)^2 u_c^2(x_i) \quad (2.36)$$

Où f est la fonction qui relie le mesurande Y à des grandeurs X_1, X_2, \dots, X_n dont Y dépend, $Y = f(X_1, X_2, \dots, X_n)$, et chaque $u_c(x_i)$ est une incertitude-type de la variable X_i .

$$\begin{aligned} \blacksquare \quad P_{\text{calorifique}} &= \dot{m}_{\text{eau}} c_p (T_{\text{sortie}} - T_{\text{entrée}}) \quad (2.37) \\ \Rightarrow \Delta P_{\text{calorifique}}^2 &= \left(\frac{\partial P_{\text{calorifique}}}{\partial \dot{m}_{\text{eau}}} \right)^2 \Delta \dot{m}_{\text{eau}}^2 + \left(\frac{\partial P_{\text{calorifique}}}{\partial (T_{\text{sortie}} - T_{\text{entrée}})} \right)^2 (\Delta(T_{\text{sortie}} - T_{\text{entrée}}))^2 \\ \Delta P_{\text{calorifique}}^2 &= c_p^2 (T_{\text{sortie}} - T_{\text{entrée}})^2 \Delta \dot{m}_{\text{eau}}^2 + \dot{m}_{\text{eau}}^2 c_p^2 (\Delta(T_{\text{sortie}} - T_{\text{entrée}}))^2 \end{aligned}$$

- $\frac{\Delta \dot{m}_{\text{eau}}}{\dot{m}_{\text{eau}}} = 1\%$ (Débitmètre neuf)
- $\Delta(T_{\text{sortie}} - T_{\text{entrée}}) = 0,03K$

La Figure 2-23 montre un écart moyen de 0,2 K entre la température du fluide frigorigène à la sortie de l'échangeur mesurée et celle calculée par le modèle et un écart maximal de 0,6 K, quant à la Figure 2-24 elle compare la pression du fluide frigorigène à la sortie de l'échangeur, le modèle l'estime à une incertitude moyenne de 0,06 bars et à une incertitude maximale de 0,3 bars.

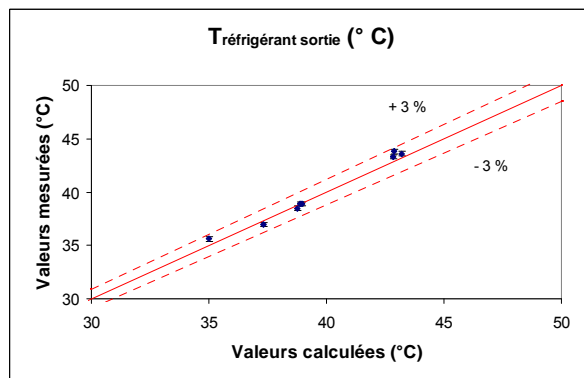


Figure 2-23 : Comparaison de la température de sortie du fluide frigorigène mesurée et calculée par modèle en mode chaud

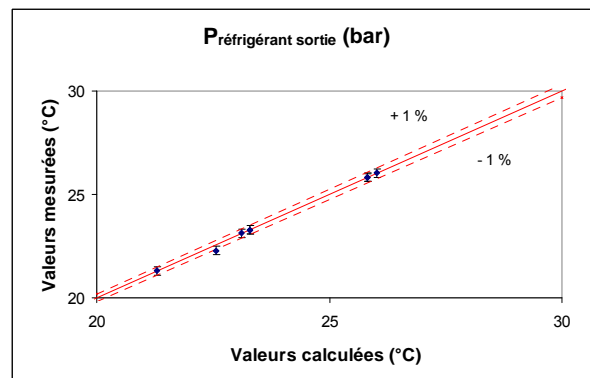


Figure 2-24 : Comparaison de la pression de sortie du fluide frigorigène mesurée et calculée par modèle en mode chaud

La Figure 2-25 expose une différence moyenne de 1,6 K entre la température de sortie d'eau de l'échangeur mesurée et calculé maximale de 2 K. La puissance thermique est estimée à

une erreur moyenne de 4 % et une erreur maximale de 8% comme le montre la Figure 2-26 dont 2 % sont liées aux incertitudes de mesure.

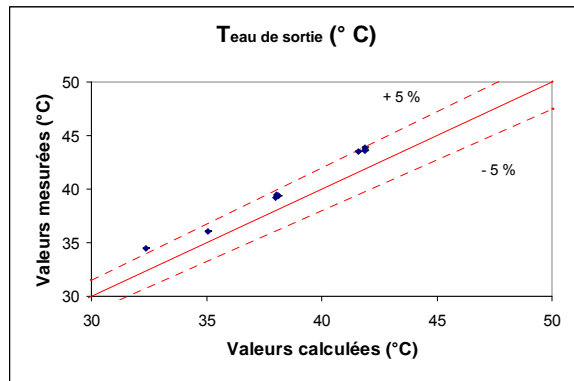


Figure 2-25 : Comparaison de la température de sortie d'eau mesurée et calculée par le modèle en mode chaud

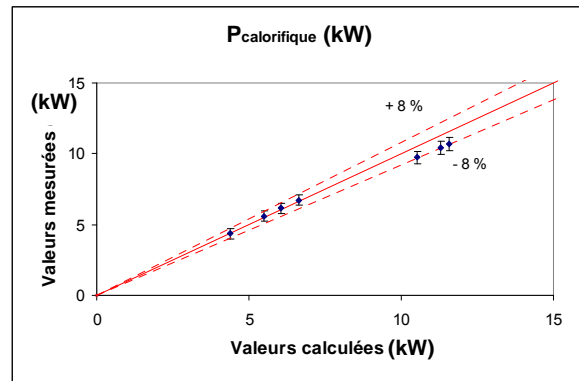


Figure 2-26 : Comparaison des puissances calorifiques mesurées et calculées par le modèle

En plus, de la comparaison entre modèle échangeur à plaques et valeurs expérimentales en mode condenseur présentée, le fonctionnement de l'échangeur à plaques en mode évaporateur a aussi été vérifié avec des écarts moyens de 6 %.

Une validation plus poussée du modèle global suivra dans le chapitre suivant, à partir des résultats d'essais obtenus en laboratoire et in-situ sur le cycle global.

2.5.4 Echangeur à air et à tubes ailetés



Figure 2-27 : Echangeur à air

En mode chauffage, l'échangeur de chaleur à air est considéré en tant qu'unité d'évaporation. Le fluide frigorigène passe par 2 états : équilibre liquide vapeur en évaporation et vapeur surchauffée. Alternativement, en mode refroidissement, l'échangeur à air est considéré en tant qu'unité de condensation.

La géométrie de l'échangeur aileté comprend le nombre N de tubes, le nombre de rangs, l'espacement des tubes dans la direction de la circulation de l'air et perpendiculairement à la direction de circulation de l'air, le diamètre intérieur et extérieur des tubes, l'espacement entre les ailettes, la longueur l du tube. Certains de ces paramètres dimensionnels sont représentés sur la Figure 2-28, qui est une vue en coupe latérale de l'échangeur.

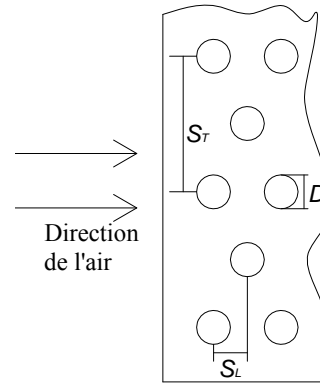


Figure 2-28 : Echangeur à tubes ailetés

Les coefficients d'échange côté air ont été calculés par les corrélations donnant le facteur j de Colburn pour les tubes ailetés [Kim 1998]. Le facteur j d'un échangeur de 3 rangs nommé j_3 est alors :

$$j_3 = 0,240 \text{Re}_D^{-0,409} \left(\frac{S_T}{S_L} \right)^{0,425} \left(\frac{s}{D} \right)^{-0,035} \quad (2.38)$$

où :

- D : diamètre de tubes [m]
- s : pas des ailettes [m]
- S_T : pas transversal des tubes [m]
- S_L : pas longitudinal des tubes [m]
- Re_D : est le nombre de Reynolds basé sur le diamètre des tubes:

$$\text{Re}_D = \frac{\dot{m}_{air} D}{A \mu_{air}} \quad (2.39)$$

A étant la surface de l'échangeur en contact avec l'air [m²].

Pour moins de 3 rangs, j_N s'écrit :

$$j_N = 0,931(j_3) \left[\text{Re}_D^{-0,162} \left(\frac{S_T}{S_L} \right)^{-0,892} \left(\frac{s}{D} \right)^{-0,152} \left(\frac{S_T}{D} \right)^{1,49} \right]^{(3-N)} \quad (2.40)$$

Le coefficient de transfert thermique se déduit par :

$$h_{air} = j_N \cdot \frac{\dot{m}_{air}}{A} \cdot c_p \cdot \text{Pr}^{2/3} \quad (2.41)$$

La corrélation de [Kim 1998] utilisée donne des résultats valides dans les limites suivantes : un nombre de Reynolds Re_D compris entre 500 et 125 000, et des facteurs géométriques qui correspondent à S_T / S_L entre 0,857 et 1,654, S_T / D entre 1,996 et 2,881, et s / D entre 0,081 et 0,641.

Côté fluide frigorigène, en écoulement **monophasique** (vapeur surchauffée, et liquide sous refroidi), la corrélation de Dittus-Boelter [Dittus 1930] est utilisée. Elle est valable pour un nombre de Reynolds compris entre 10 000 et 120 000, $L/D > 30$ et Prandtl entre 0,7 et 160 [Kakac 1987]:

$$\text{Nu}_{sp} = 0.023 \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,4} \quad \text{en mode chaud} \quad (2.42)$$

$$\text{Nu}_{sp} = 0.026 \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,3} \quad \text{en mode froid} \quad (2.43)$$

En écoulement **diphasique** :

▪ *Condensation*

La corrélation de Shah (équation. 2.32) modifiée par Bivens [Bivens 1994] est utilisée afin de permettre de prendre en considération les variations du débit surfacique G :

$$h = F_{Biv} \cdot h_{Shah} \quad (2.44)$$

$$F_{Biv} = 0,78738 + 6187,89 \left(\frac{\dot{m}_{comp}}{A} \right)^{-2}$$

A étant la section du tube.

▪ *Evaporation*

La corrélation de Bivens [Bivens 1992] employée et validée par [Lottin 2002], est adoptée :

$$h_m = \frac{1}{\frac{1}{h} + \frac{F}{q}} \quad (2.45)$$

avec

$$F = 0,175(T_r - T_e) \left[1 - e^{-\frac{q}{1,3 \times 10^{-4} \rho_l \times h_{lv}}} \right]$$

Où T_r et T_e sont les températures de rosée et d'ébullition du mélange ; h_{lv} représente la chaleur latente de changement d'état. h se déduit de l'équation (2.43) :

$$h = (h_{én}^{2,5} + h_{éc}^{2,5})^{\frac{1}{2,5}} \quad (2.46)$$

où $h_{én}$ est le coefficient de transfert de d'ébullition nucléée calculé par l'équation de Cooper [Serch 2007] :

$$h_{én} = 55 \text{Pr}^{0,12} \left(-\log_{10} \frac{p}{p_{cr}} \right)^{-0,55} M^{-0,5} q^{0,67} \quad (2.47)$$

et $h_{éc}$ est le coefficient de transfert pour l'évaporation convective en relation avec le nombre de Froude :

$$h_{éc} = 2,838 h_{liq} Fr^{0,2} \left(0,29 + \frac{1}{X_{tt}} \right)^{0,85} \quad \text{pour } Fr \leq 0,25 \quad (2.48)$$

$$h_{éc} = 2,15 h_{liq} \left(0,29 + \frac{1}{X_{tt}} \right)^{0,85} \quad \text{pour } Fr > 0,25 \quad (2.49)$$

où :

h_{liq} est évalué par la corrélation de Dittus-Boelter (2.41),

$Fr = \frac{G^2}{\rho^2 g D_h}$ est le nombre de Froude, et

$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,1}$ est le paramètre de Martinelli.

Le choix de la corrélation de Shah modifiée par Bivens en condensation et celle de Bivens pour l'évaporation pour le calcul du coefficient de transfert de chaleur côté fluide frigorigène de l'échangeur à air résulte des comparaisons réalisées par [Bigot 2001].

2.5.5 Comparaison entre le modèle d'échangeur à air et les valeurs expérimentales

Une comparaison des valeurs calculées par le modèle d'échangeur à air à tubes ailetés développé et les valeurs mesurées expérimentalement, est présentée dans ce paragraphe. Les mesures sont effectuées pour les points de fonctionnement suivants (Tableau 2-4) ;

Mode	T air entrée	T air sortie	Débit d'air
	(°C)	(°C)	(m ³ /h)
Froid	35,1	51,0	23690
Froid	30,2	46,8	23690
Froid	29,7	36,6	23690
chaud	14,6	9,0	23690
chaud	8,5	2,9	23690

Tableau 2-4 : Liste des points d'essais réalisés pour la validation du modèle échangeur à air tubes ailetés

La batterie à tubes ailetés est en forme de U surmontée d'un ventilateur. Elle est composée de 3 rangs de 52 tubes chacun. Les tubes ont une longueur de 2,388 m et un diamètre hydraulique de 8 mm. Le pas d'ailette est de 1,8 mm.

De même, le modèle d'échangeur à air à tubes ailetés a été calé par rapport aux essais en fonction de la géométrie de l'échangeur, en particulier le nombre de circuit entre 24 et 26.

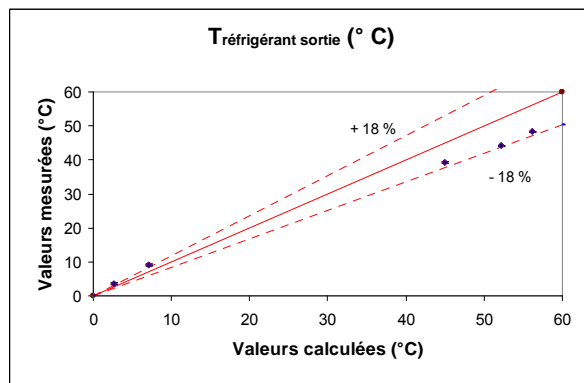


Figure 2-29 : Comparaison de la température de sortie du fluide frigorigène mesurée et calculée par le modèle

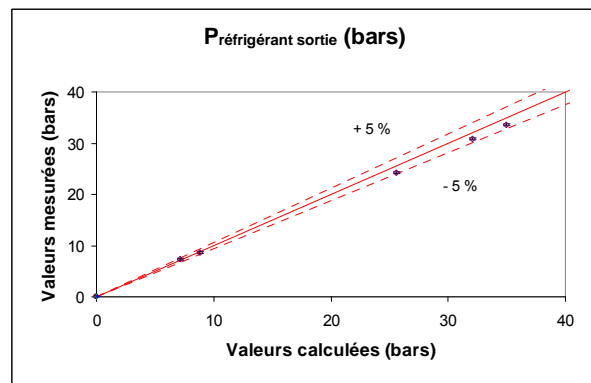


Figure 2-30 : Comparaison de la pression de sortie du fluide frigorigène mesurée et calculée par le modèle

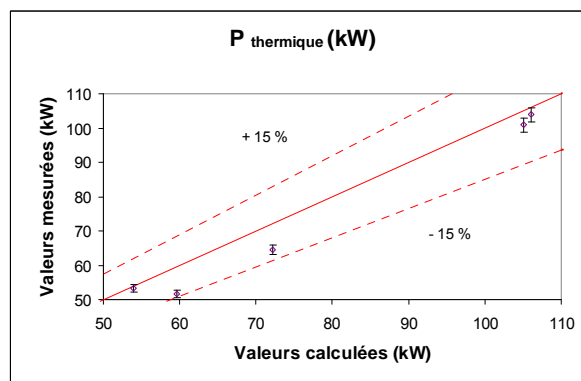


Figure 2-31 : Comparaison des puissances calorifiques mesurées et calculées par le modèle

Le modèle d'échangeur à tubes ailetés calcule la température de sortie du fluide frigorigène avec un écart moyen de 5 K et la pression de sortie du fluide frigorigène avec un écart moyen de 0,9 bars. La puissance thermique échangée est calculée avec une précision moyenne de 7 %.

La comparaison entre modèle échangeur à air tubes ailetés et valeurs expérimentales est réalisée en mode chaud (évaporateur) et en mode froid (condenseur). Les écarts maximaux sont obtenus dans le cas du fonctionnement de l'échangeur en évaporation à cause du givrage, particulièrement dans le cas du point d'entrée d'air de à 8,5 °C (sortie à 2,9 °C). Le givrage sera pris en compte par la suite (voir § 3.2.2.3).

2.5.6 Echangeur à air à mini-canaux

L'intérêt d'un échangeur à mini-canaux est essentiellement la réduction de la charge en fluide, la compacité et le poids de la batterie [Clodic 2007], l'utilisation des fluides à haute pression comme le CO₂, et enfin les performances thermiques. L'état de l'art de ce type d'échangeur sera expliqué ultérieurement en détail lors du choix des composants du prototype (chapitre 3).

▪ Modèles pour les transferts de chaleur diphasiques

Pour la condensation dans les mini-canaux, le modèle de Webb pour le transfert de chaleur en condensation dans des tubes à petits diamètres [Webb 1998], a été retenu. Ce modèle est issu de 600 mesures sur des points de condensation incluant les points utilisés pour établir la corrélation de Shah (2.24) :

$$h_{Webb} = h_{liq} \left[(1-x)^{0,8} + \frac{2,35x^{0,76} (1-x)^{0,04}}{(p_r)^{0,8}} \right] \quad (2.50)$$

h_{liq} est le coefficient d'échange monophasique, estimé à partir de la loi classique de Dittus-Boetler [Dittus 1930]. p_r est la pression réduite, rapport entre la pression de saturation et la pression critique du fluide. Le modèle a été validé par [Webb 1998] pour les fluides suivants R12, R134a, R125, et R410A pour une plage de pression réduite entre 0,15 et 0,47.

Pour l'évaporateur, il existe de nombreuses corrélations, très dépendantes des géométries sur lesquelles elles ont été développées comme par exemple celles de Chen [Serch 2007], Gungor-Winterton [Serch 2007]. Afin de rester suffisamment général dans les prédictions faites, la loi qui a été choisie est celle de Liu-Winterton [Liu 1991], dont le domaine d'application en termes de fluide et de dimension de diamètre est relativement large :

$$h = \left[(F h_{liq})^2 + (S h_{én})^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.51)$$

$$\text{où : } F = \left\{ 1 + x Pr_l \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right) \right\}^{0,35}$$

$$S = \frac{I}{I + 0,055 F^{0,1} + Re_{liq}^{0,16}}$$

h_{liq} est estimé à partir de la loi classique de Dittus-Boetler [Dittus 1930], $h_{én}$ est calculé par l'équation de Cooper (2.47). Ce modèle combine le transfert de chaleur par convection forcée et par ébullition, et utilise des coefficients d'amplification de la convection forcée (F) et de diminution de l'ébullition nucléée (S).

▪ *Modèle pour les transferts de chaleur côté air*

La géométrie de l'échangeur côté air est du type ailettes persiennées. L'estimation des coefficients d'échange pour l'air dans ce type de géométrie est faite à partir des lois établies par [Kim 1998] décrites dans le paragraphe 2.5.4 pour les échangeurs à air à tubes ailetés. La comparaison entre le modèle d'échangeur à air mini-canaux et les valeurs expérimentales n'est pas présentée car la géométrie de la batterie est confidentielle. Le modèle d'échangeur à air mini-canaux calcule les valeurs de sorties avec une erreur moyenne de 8 %.

2.5.7 Evaluation des pertes de pression

Les pertes de pression dues aux frottements dans le circuit hydraulique et dans les échangeurs sont calculées parallèlement aux calculs thermiques pour chaque élément. Ceci permet une évaluation correcte des températures des fluides mises à jour au fur et à mesure qu'on avance dans le calcul des propriétés des éléments qui divisent l'échangeur. Ces pertes de pression ont la forme suivante :

$$\Delta p_f = f \frac{L}{D_h} \frac{\rho v^2}{2} \quad (2.52)$$

où f est le coefficient de frottement qui dépend essentiellement de la nature de l'écoulement (laminaire ou turbulent) ainsi que de la rugosité ε du canal. Les coefficients de frottement sont établis par les corrélations empiriques suivantes :

▪ Tubes lisses :

- la loi de Blasius [Fox 2004] indépendante des rugosités ε/D qui s'écrit en fonction de Reynolds :

$$\text{Re} < 2000 \quad f = \frac{64}{\text{Re}} \quad (2.53)$$

$$3000 < \text{Re} < 10^5 \quad f = 0.316 \text{Re}^{-1/4} \quad (2.54)$$

▪ Tubes rugueux :

- pour régime intermédiaire loi de Prandtl [Fox 2004],

$$\text{Re} > 5000 \quad \frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log(\text{Re} \sqrt{f}) - 0.8 \quad (2.55)$$

- pour régime turbulent loi de Colebrook [Fox 2004],

$$4000 < \text{Re} < 10^8 \quad \frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon}{3.71D} + \frac{2.51}{\text{Re} \sqrt{f}} \right) \quad (2.56)$$

Dans le modèle d'échangeur à plaques élaboré, la corrélation de Kumar [Kumar] de pertes de pression, homologue à la corrélation du coefficient du transfert thermique est employée pour évaluer les pertes de pression de l'écoulement dans les canaux du côté de l'eau et du fluide frigorigène.

- en monophasique :

$$f = \frac{k_p}{\text{Re}^m} \quad (2.57)$$

où k_p et m dépendent du nombre de Reynolds Re et de l'angle des chevrons β .

- en diphasique, les pertes de pression prennent en compte les pertes dues au frottement du fluide ainsi que les pertes dues à l'accélération causée par le changement d'état. Ces dernières font appel au taux de vide de l'écoulement,

$$\Delta p = \Delta p_{\text{frottement}} + \Delta p_{\text{accélération}} \quad (2.58)$$

$$\Delta p_{\text{accélération}} = G^2 \frac{d}{dz} \left[\frac{x^2}{t \rho_v} + \frac{(1-x)^2}{(1-t) \rho_l} \right] \quad (2.59)$$

où t est le taux de vide défini par la section occupée par la vapeur A_v par rapport à la section

totale du canal A : $t = \frac{A_v}{A}$, qui s'écrit aussi : $t = \frac{K_H}{1 + S \frac{1-x}{x} \frac{\rho_v}{\rho_l}}$,

où S est le glissement de vitesse entre les phases vapeur et liquide : $S = \frac{V_v}{V_l}$

Les modèles les plus répandus dans la littérature comme Zivi, Smith, et Hughmark sont bien décrits dans les travaux de recherche de Bigot [Bigot 2001]. Le modèle de Hughmark choisi dans notre étude fait intervenir les nombres de Reynolds et Froude et nécessite un calcul itératif car K_H est fonction du taux de vide t . Il est préféré par [LeRoy 2000] et [Bonjour 2003] le recommande aussi, du fait qu'il estime la charge mieux que les autres modèles. Par la suite, on utilise ce taux de vide uniquement pour le calcul des pertes de pression et on considère $S = 1$ (homogène en vitesse),

$$K_H = 0,7266477 - 0,0003481988 Z_K - \frac{0,845427}{Z_K} + 0,0601106 Z_K^{1/3}$$

$$Z_K = \frac{\text{Re}_H^{1/6} Fr^{1/8}}{(1-t)^{1/4}}$$

$$\text{Re}_H = \frac{GD_h}{\mu_l + t(\mu_v - \mu_l)}$$

$$Fr = \frac{1}{gG} \left(\frac{Gx}{t \rho_v} \right)^2$$

Lockart Martinelli généralisé est employé pour évaluer les pertes de pression par frottement :

$$\Delta p_{\text{frottement}} = (\Delta p_l) + (\Delta p_v) + C \sqrt{(\Delta p_l)(\Delta p_v)} \quad (2.60)$$

$$\Delta p_l = 2 f_l \frac{G^2 (1-x)^2}{\rho_l D_h} \quad \text{où :} \quad f_l = \frac{16}{\text{Re}_l} \quad \text{si } \text{Re}_l < 2300$$

$$f_l = 0.046 \text{Re}_l^{-0.2} \quad \text{si } \text{Re}_l > 2300$$

$$\Delta p_v = 2 f_v \frac{G^2 x^2}{\rho_v D_h} \quad \text{où :} \quad f_v = \frac{16}{\text{Re}_v} \quad \text{si } \text{Re}_v < 2300$$

$$f_v = 0.079 \text{Re}_v^{-0.25} \quad \text{si } \text{Re}_v > 2300$$

$$C = 20$$

Pour l'échangeur à air (tubes ailetés et mini-canaux), les pertes de charge du côté de l'air sont calculées par la corrélation établie par Kim [Kim 1998] utilisée par Robinson [Robinson 2000]. Le coefficient de frottement f regroupe le frottement sur les ailettes f_{ailettes} et sur les tubes f_{tubes} :

$$f = f_{\text{aillette}} \frac{A_{\text{aillette}}}{A_{\text{totale}}} + f_{\text{tube}} \left(1 - \frac{A_{\text{aillette}}}{A_{\text{totale}}} \right) \left(1 - \frac{t}{p_{\text{aillette}}} \right) \quad (2.61)$$

où p_{aillette} est le pas des ailettes, A_{totale} la surface totale côté air, A_{aillette} la surface des ailettes, t l'épaisseur de l'aillette,

$$f_{\text{aillette}} = 1,435 \text{Re}_D^{-0,562} \left(\frac{S_T}{S_L} \right)^{-0,365} \left(\frac{s}{D} \right)^{-0,131} \left(\frac{S_T}{D} \right)^{1,22}$$

$$f_{\text{tube}} = \frac{4}{\pi} \left(0,25 + \frac{0,118}{\left(\frac{S_T}{D} - 1 \right)^{1,08}} \text{Re}_D^{-0,16} \right) \left(\frac{S_T}{D} - 1 \right)$$

Cette perte de pression du côté de l'air est compensée par le ventilateur.

- *Modèle pour les pertes de pression des échangeurs mini-canaux*

Le calcul des pertes de pression dans les échangeurs mini-canaux fait encore l'objet de recherches, les modèles existants ne donnant pas toujours satisfaction. Par manque de données susceptibles d'aider au choix d'une corrélation plus appropriée, le modèle bien éprouvé de [Chisholm 1967], généralement utilisé pour les tubes larges, a été préféré. Il s'agit de modéliser les pertes de pression par frottement à partir de celles calculées pour une des phases (liquide ou vapeur) seule. Cette composante s'écrit :

$$\Delta P = \Phi_0 \left\{ \frac{1}{2} f_l \frac{\Delta L}{D_h} (1-x)^2 \frac{G^2}{\rho_l} \right\} \quad (2.62)$$

$$\text{où : } \Phi_0 = 1 + \frac{5}{X_u} + \frac{1}{X_u^2} \text{ et } X_u = \left(\frac{f_l \rho_v}{f_v \rho_l} \right)^{0,5} \left(\frac{1-x}{x} \right)$$

Le facteur de frottement f est calculé par les équations de Blasius (2.53) et (2.54).

3 Modélisation thermodynamique globale de la PAC et validation

3.1 Introduction

Au cours de ce chapitre, un modèle thermodynamique détaillé global d'une pompe à chaleur est décrit. Comme mentionné précédemment, le modèle est le résultat d'un groupement de sous-modèles de composants du système: les échangeurs de chaleur, le compresseur et le détenteur.

Le modèle développé a la capacité de simuler différentes conditions de fonctionnement (nominales ou non nominales) du système au cours de l'année. Il est « facile » de remplacer des composants par d'autres pour tester l'effet de ces modifications sur les performances annuelles.

En outre, le modèle couvre le fonctionnement à des régimes stationnaires (pleine charge ou charge partielle) et d'autres régimes instationnaires (cyclage, dégivrage), car les sous-modèles sont conçus de façon à représenter ces conditions non nominales.

Le modèle servira par la suite à estimer les performances des différentes voies d'amélioration d'une PAC.

3.2 Modélisation globale : Modèle thermodynamique de la PAC

La modélisation thermodynamique globale de la PAC consiste à enchaîner les modèles élémentaires de ses composants les uns à la suite des autres. Pour chaque modèle unitaire, les grandeurs d'entrée proviennent du modèle précédent et ses variables de sortie sont les entrées du modèle suivant. Un organigramme décrivant la structure du modèle global et la logique du calcul employée est donné à la Figure 3-1.

Pour le calcul du cycle, les conditions initiales (air, l'eau) doivent être indiquées. Un sous-refroidissement et une surchauffe de consigne sont également indiqués. A partir des températures des sources, notamment la température ambiante, le programme fournit une estimation initiale des pressions d'évaporation et de condensation. En effet, la température de saturation de l'échangeur à air est directement déduite du pincement fixé lors du dimensionnement. Ainsi, en définissant la loi d'eau sous laquelle le système fonctionne, la température de l'échangeur à plaques est déduite, puis les pressions à partir des fonctions thermodynamiques. La valeur du sous-refroidissement est comparée à la consigne. Selon la différence entre les deux valeurs, la pression de condensation est ajustée. De même, la surchauffe est comparée à la consigne. Selon la différence entre les deux valeurs, la pression d'évaporation est ajustée.

Le modèle a pour objectif de converger pour une valeur définie de sous-refroidissement en fonction du régime de fonctionnement à charge totale ou partielle, pour une surchauffe fixée.

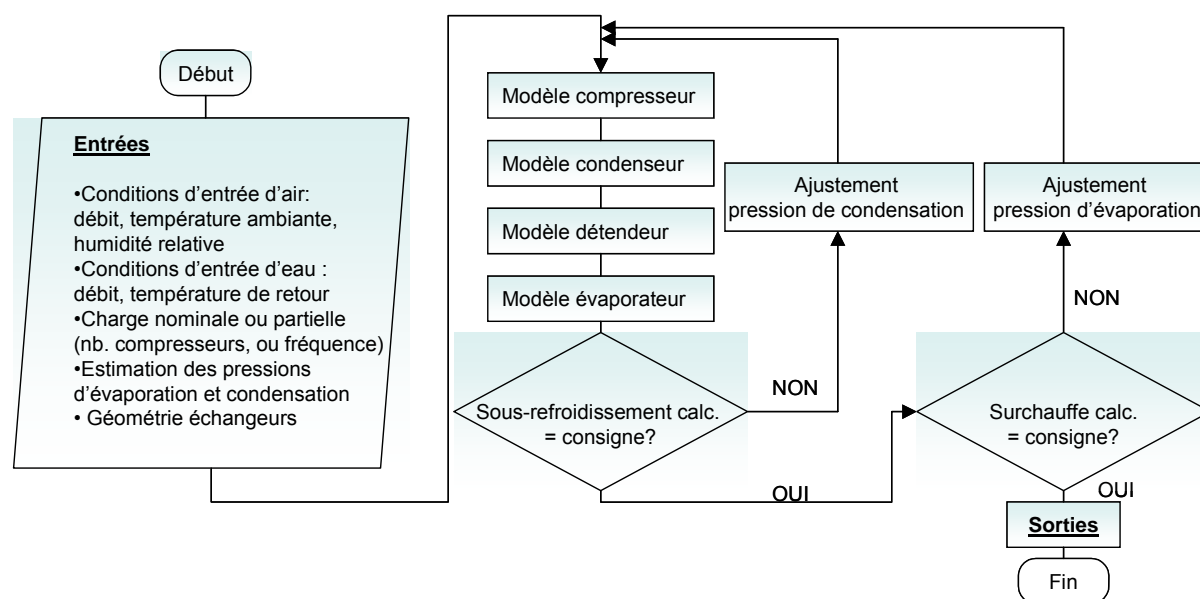


Figure 3-1 : Logigramme global de résolution

Les variables d'entrée du condenseur affectent principalement la pression de refoulement et la puissance du compresseur, alors que les paramètres de l'évaporateur affectent surtout le débit masse et la puissance thermique, ce qui est également remarqué par [Harms 2004]. Une différence de température de condensation de 1 K induit un écart de la pression de condensation de 0,7 bars environ pour le fluide frigorigène R410A, et une différence de température d'évaporation de 1 K aboutit à la variation de la pression d'évaporation de 0,3 bars.

3.3 Modélisation des phénomènes instationnaires

Les principaux phénomènes instationnaires du fonctionnement d'une PAC sont le fonctionnement à charge partielle par cyclage, et le mode givrage/dégivrage qui a lieu en mode chauffage. Ces deux phénomènes sont exposés dans ce paragraphe.

3.3.1 Charge partielle et cyclage

Une pompe à chaleur air/eau fonctionne en continu sans arrêt pour des besoins du bâtiment supérieurs ou égaux à la puissance maximale qu'elle peut fournir pour un couple de température extérieure et de température d'eau donné. Elle fonctionne à charge partielle dès que les besoins sont inférieurs à la puissance maximale qu'elle peut fournir pour les conditions d'opération correspondant à ce besoin. Le fonctionnement à charge partielle affecte directement les performances de la machine.

Les trois principaux types de contrôle de charge partielle sont :

- marche arrêt du compresseur (ON/OFF) ;
- gestion d'étages de puissance qui sont le résultat de moyens discrets de réduction de puissance des compresseurs (bypass d'un piston, tiroir de variation de puissance pour un compresseur à vis avec gestion discontinue) et la gestion de compresseurs en circuits parallèles ;
- compresseur à variation continue de la puissance (vitesse variable, digital scroll) par variation de la fréquence ;

On définit un taux de charge partielle 'PLR' (Part Load Ratio) à température des sources égales [PERSAPAC 2008] :

$$PLR = \frac{\text{Puissance calorifique à charge partielle}}{\text{Puissance calorifique à pleine charge}} \text{ en mode chaud, et}$$

$$PLR = \frac{\text{Puissance frigorifique à charge partielle}}{\text{Puissance frigorifique à pleine charge}} \text{ en mode froid.}$$

On définit aussi un ratio PLF (Part Load Factor) de performance à charge partielle par rapport aux performances à pleine charge :

$$PLF = \frac{\text{COP à charge partielle}}{\text{COP à pleine charge}} \text{ en mode chaud,}$$

$$PLF = \frac{\text{EER à charge partielle}}{\text{EER à pleine charge}} \text{ en mode froid,}$$

et cela pour une même température extérieure et une même température d'eau.

Une corrélation exprimant le ratio PLF en fonction de PLR a été établie via un paramètre Z introduit par la norme italienne UNI 10963 [UNI 2005] qui est le rapport entre la puissance absorbée à charge partielle et la puissance absorbée à pleine charge :

$$Z = \frac{\text{Puissance absorbée à charge partielle}}{\text{Puissance absorbée à pleine charge}}$$

La plupart des tests effectués à charge partielle pour des PAC air/eau [PERSAPAC 2008] en mode refroidissement et chauffage, montrent un comportement linéaire :

$$Z = a \cdot PLR + b \quad (3.1)$$

avec $Z = 1$ pour $PLR = 1$, donc $a = 1 - b$,

$$Z = (1 - b) PLR + b \quad (3.2)$$

Par suite :

$$PLF = \frac{PLR}{Z} = \frac{PLR}{(1 - b)PLR + b} \quad (3.3)$$

En conséquence, les performances à charge partielle se déduisent de la valeur à pleine charge, et du coefficient b, sans avoir à effectuer un test. b étant un coefficient qui correspond à la consommation d'électricité des équipements de veille. La norme italienne UNI 10963 [UNI 2005] et [Bettanini 2003] recommande de tester le système à charge partielle à $PLR = 20\%$ à 30% pour déterminer expérimentalement b. En mode de refroidissement, Eurovent Certification [Eurovent] propose une valeur par défaut de 0,1 pour le coefficient b afin d'éviter les tests en cyclage.

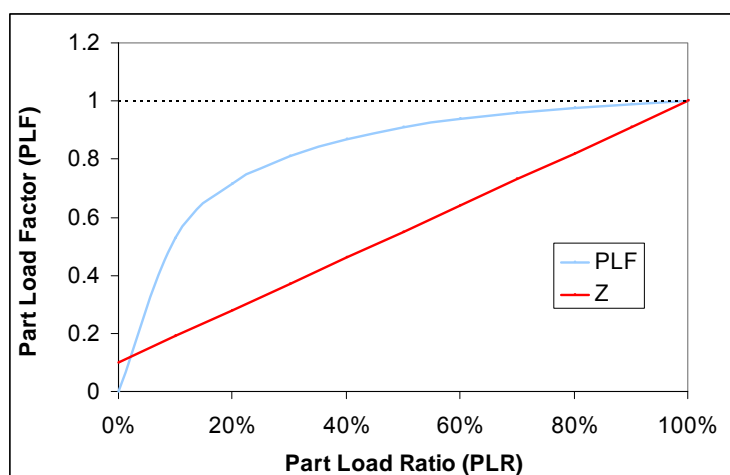


Figure 3-2 : Performances à charge partielle en fonction du taux de charge

Les performances en charge partielle (PLF) sont représentées sur la Figure 3-2 en fonction du taux de charge. Ces performances (PLF) varient par rapport au type de contrôle de charge partielle adopté, ainsi la Figure 3-3 compare les performances d'un compresseur fonctionnant en régime ON/OFF, d'un tandem de deux compresseurs scroll de rapport de cylindrée à la cylindrée totale de 33 % et 66 %, et d'un compresseur à vitesse variable à charge partielle en mode chaud, à une température d'air extérieure de 10 °C et une température d'entrée de sortie d'eau constante de 45 °C.

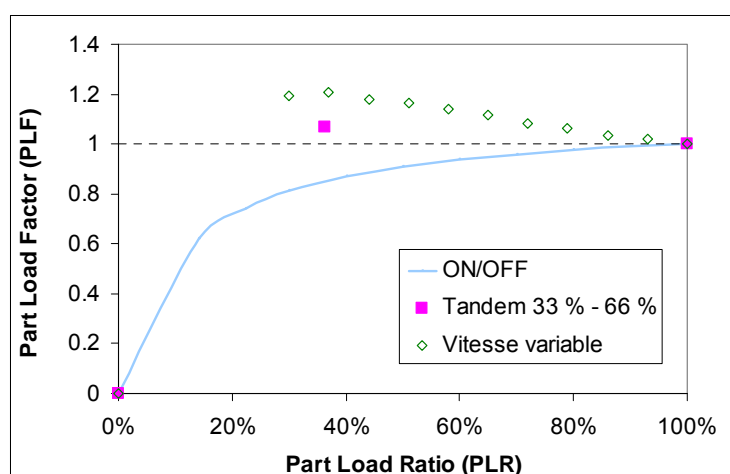


Figure 3-3 : Performances à charge partielles en mode chaud à 10 °C en fonction du mode de contrôle de la charge partielle (ON/OFF, Tandem, vitesse variable)

Par conséquent, le compresseur à vitesse variable est a priori plus avantageux que la compression multi-étages en termes de coefficient de performances, car il répond précisément aux charges partielles permettant la réduction des pertes provoquées par cycle transitoire, une comparaison plus détaillée sera présentée ultérieurement.

Par ailleurs, le mode de régulation de la pompe à chaleur affecte également les performances : effet de la loi d'eau selon le type de régulation, contrôle effectif de la température de départ ou de retour d'eau.

3.3.2 Givrage dégivrage

3.3.2.1 Conditions de givrage

Le givrage est un problème crucial des pompes à chaleur air / eau en saison de chauffage (Figure 3.4). Ce phénomène se produit sur les ailettes de l'échangeur à air aux conditions d'air à basse température ambiante et humidité relative élevée. Le givrage réduit le débit d'air et, par conséquent, les transferts de chaleur entre l'air ambiant et l'échangeur, contribuant à la diminution de la pression et de la température d'évaporation et provoquant une augmentation de la puissance appelée par le compresseur. Le givrage se traduit par une réduction du coefficient de performances.



Figure 3-4 : Givre sur une batterie à air (à gauche batterie sèche, à droite batterie givrée)

3.3.2.2 Techniques de dégivrage

Pour remédier à ce problème, les constructeurs utilisent différentes techniques de dégivrage. Certaines agissent d'une façon extérieure au cycle de compression comme le réchauffage par des résistances électriques, ou encore la ventilation, d'autres modifient le cycle par l'inversion du cycle, ou l'injection de gaz chaud. L'inversion de cycle est la méthode la plus employée surtout pour les machines réversibles (Figure 3-5). Le dégivrage est réalisé en passant du mode de fonctionnement chauffage, au mode de refroidissement en actionnant une vanne quatre voies. Au cours de l'opération de dégivrage, le fluide frigorigène à haute température circule dans la batterie à air et fait fondre la partie du givre qui est en contact avec les tubes ; une fois détachée, elle tombe par gravité. A ce moment, le ventilateur est normalement désactivé pour laisser fondre le givre.

Classiquement, le dégivrage s'effectue de façon cyclique à intervalles réguliers à partir d'une température extérieure susceptible de provoquer le givrage, une température d'évaporation d'enclenchement ($< -3\text{ °C}$) et un temps minimal entre deux dégivrages dépassé (la valeur est variable selon le fluide et la PAC). Si le dégivrage n'est pas contrôlé par une minuterie, les constructeurs préprogramment une logique de commande, basée sur des paramètres comme la température de l'air extérieur, l'humidité, l'évolution de la température d'évaporation, la différence de température entre l'air et l'évaporateur, ou la différence de pression entre l'extérieur et l'intérieur de l'enceinte de la pompe à chaleur. Cette logique définit le moment d'enclenchement de l'inversion et sa durée.

Durant la phase de dégivrage, la température de l'évaporateur devenu condenseur reste constante tant qu'il y a du givre (changement d'état solide-liquide). Lorsque tout le givre a disparu, la température et la pression de l'échangeur augmentent rapidement et le dégivrage est arrêté quand la température dépasse 20 °C environ.

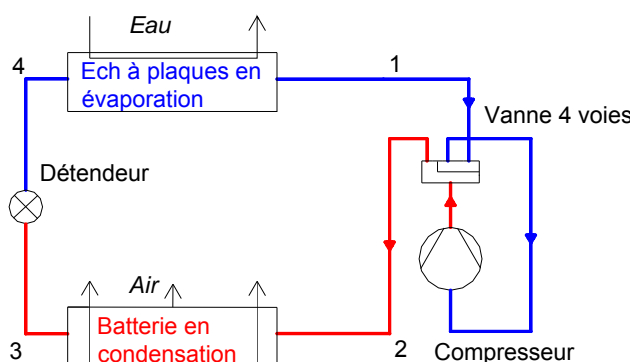


Figure 3-5 : Mode dégivrage par inversion de cycle (On suppose que le détendeur fonctionne dans les 2 sens)

Les autres techniques de dégivrage utilisées sont moins efficaces [Argaud 2001]. Le dégivrage par gaz chaud (Figure 3-6) consiste à court-circuiter le fluide de l'entrée du condenseur, et le mélanger avec le gaz à la sortie du détendeur pour alimenter l'évaporateur givré.

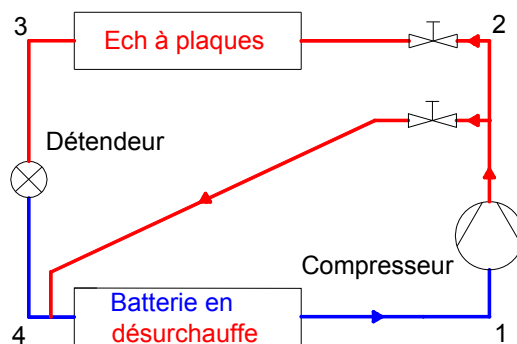


Figure 3-6 : Mode dégivrage par injection gaz chaud

3.3.2.3 Modélisation du givrage d'une batterie à air

La modélisation de ce phénomène est délicate. Il existe dans la littérature plusieurs approches qui essaient de représenter ses effets sur les transferts thermiques et l'évolution du débit d'air en fonction de la pression d'évaporation.

Argaud [Argaud 2001] envisage deux effets du givrage sur les transferts thermiques :

- Le colmatage qui engendre un accroissement des pertes de pression sur l'air diminuant le débit d'air et entraînant une baisse du coefficient d'échange à la surface du givre.
- La création d'une résistance thermique supplémentaire dans l'épaisseur de givre. La résistance par unité de surface dans la couche de givre est majorée par :

$$R_{couche\ max} = \frac{\delta_{\max}}{\lambda_{\min}} \text{ et est minorée par : } R_{couche\ min} = \frac{1}{h_{\max}}$$

où :

δ	épaisseur de la couche du givre supposée uniforme [m]
λ	conductivité du givre [$W.K^{-1}.m^{-1}$]
h_{\max}	coefficient d'échange au début du givrage, lorsque l'épaisseur δ de la couche augmente, le coefficient d'échange diminue [$W. m^{-2}.K^{-1}$]

L'effet de cette résistance thermique est en général **négligeable** par rapport au colmatage.

Pour le colmatage, on détermine le nouveau débit d'air tenant compte des pertes de charge liées à la couche de givre pour des conditions de température, d'humidité de l'air et de la température de la surface des ailettes de la batterie bien déterminées, par le modèle de [Senshu 1990] :

$$\frac{\Delta p_{\text{givre}}}{\Delta p_{\text{sec}}} = \left(\frac{p - e - 2\delta}{p - e} \right)^{-n} \quad \text{avec } n \text{ voisin de 2 ou 3} \quad (3.4)$$

où :

p pas d'ailettes [m]
 e épaisseur de l'ailette [m]
 δ épaisseur de la couche du givre à déterminer [m]

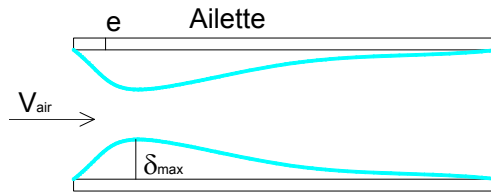


Figure 3-7 : Profils de la couche de givre entre 2 ailettes

δ est estimée suivant deux méthodes :

- la première méthode consiste à calculer l'épaisseur du givre à partir de la masse gelée :

$$\delta = \frac{\dot{m}_{\text{givre}}}{\rho_g A_{\text{ext}}} \Delta t \quad (3.5)$$

Où :

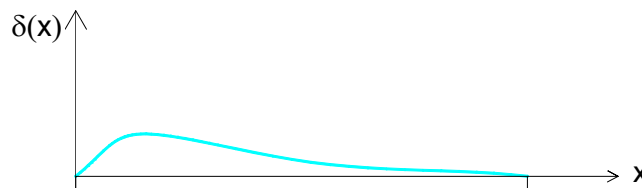
A_{ext} surface totale soumise au givre [m²]
 $\dot{m}_{\text{givre}} = \dot{m}_{\text{air}} (w_{\text{entrée}} - w_{\text{sortie}})$ débit masse de givre [kg/s]
 w humidité spécifique de l'air [kg/kg]
 Δt temps d'observation [s]
 ρ_g masse volumique du givre variant entre 100 et 400 kg.m⁻³

ρ_g dépend fortement de la 'constitution', deux corrélations sont proposées :

$$\rho_g = 340 \left| \theta_{\text{surface}} \right|^{-0.455} + 85v \quad [\text{Senshu 1990}] \quad v : \text{vitesse de l'air [m/s]}$$

$$\rho_g = 650 \exp(0.227\theta_{\text{surface}}) \quad [\text{Hayachi 1977a}] \quad \theta_{\text{surface}} : \text{température [°C]}$$

- la deuxième méthode est développée par [Mao 1992] ; l'épaisseur y est exprimée en fonction de la profondeur de l'ailette x et du temps t :



En régime laminaire :

$$\delta(x) = 0.176 \left(\frac{x}{d} \right)^{0.238} w^{2.106} \left(\frac{-\theta_{\text{ailette}}}{\theta_{\text{air}} - \theta_{\text{ailette}}} \right)^{1.712} \left(\frac{\rho v d}{\mu} \right)^{0.602} \left(\frac{\alpha_{\text{air}} t}{d^2} \right)^{0.808} \quad (3.6)$$

En régime turbulent :

$$\delta(x) = 0.156 \left(\frac{x}{d} \right)^{-0.098} w^{1.723} \left(\frac{-\theta_{aillette}}{\theta_{air} - \theta_{aillette}} \right)^{1.10} \left(\frac{\rho v d}{\mu} \right)^{0.343} \left(\frac{\alpha_{air} t}{d^2} \right)^{0.655} \quad (3.7)$$

où: x : distance depuis le bord d'attaque de la plaque [m]
 d : diamètre hydraulique sans givre [m]
 α_{air} : diffusivité thermique de l'air [m²/s]

Ayant les pertes de pression dues au givrage, on peut trouver le nouveau débit d'air qui circule entre les ailettes colmatées comme décrit dans la Figure 3-8 :

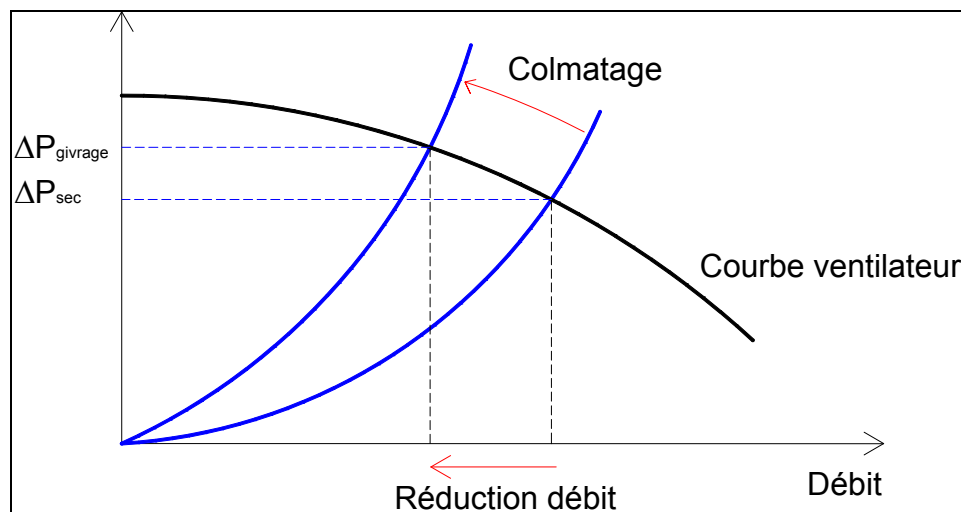


Figure 3-8 : Réduction du débit d'air due au givrage (colmatage)

Le modèle de Senshu présenté ci-dessus avec ces 2 méthodes de calcul de l'épaisseur du givre nécessite des paramètres qui étaient difficiles à identifier au cours des essais effectués (vitesse d'air, température de surface de l'aillette, humidité sortie échangeur...), de plus le calcul de δ par la méthode de [Mao 1992] nécessite un modèle dynamique.

On décide donc d'utiliser des données expérimentales pour prendre en compte le phénomène. Pour cela une troisième méthode expérimentale basée sur un modèle empirique externe est adoptée dans cette étude. Le modèle est issu de tests effectués sur 2 PAC identiques durant une période d'hiver, l'une fonctionnant à des conditions de givre entraînant des cycles de givrage/dégivrage et l'autre hors de ces conditions [Flach 2004].

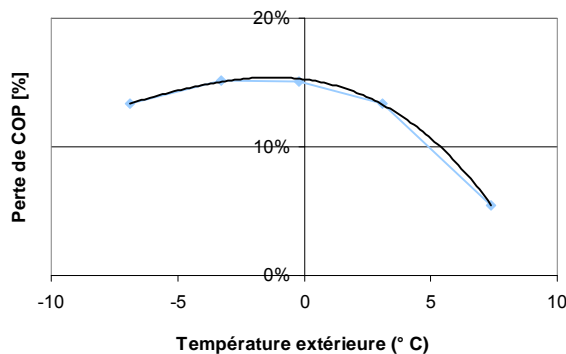


Figure 3-9 : Pertes de COP en fonction de la température extérieure

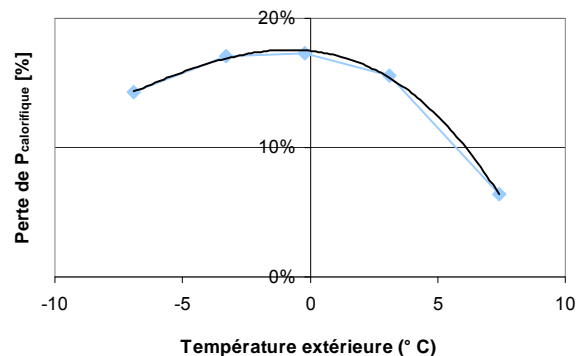


Figure 3-10 : Pertes de puissance calorifique en fonction de la température extérieure

Le modèle, repris par [Kinab 2009a] [Annexe 6] décrit l'évolution de la dégradation du COP, de la puissance calorifique, et de la puissance absorbée par le compresseur en fonction de la température extérieure et de l'humidité relative en comparant les performances de la PAC fonctionnant à des conditions de givrage à celles de la PAC hors de ces conditions.

Le modèle est appliqué pour l'évaluation des effets de givrage sur les performances d'une PAC de référence bi-compresseurs (cf. chap. 5) comme représenté dans le graphe suivant :

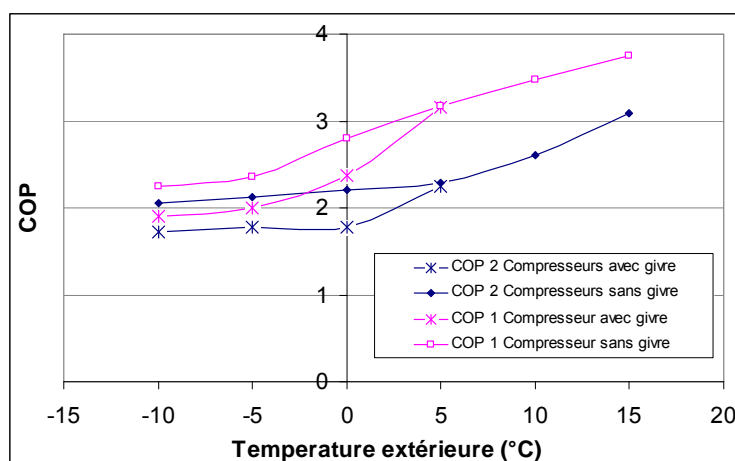


Figure 3-11 : COP en fonction de la température extérieure de la machine de référence (décrite au chap. 5)

Cette approche présente un avantage par rapport aux deux autres parce qu'elle s'appuie sur des valeurs réelles, et spécifie aussi les fonctionnements à charge partielle en givrage. Par contre, l'approche est élaborée à partir d'une batterie à air ayant des dimensions et une type d'ailette définies. Il conviendra de l'adapter à d'autres types de batterie à air comme les batteries à mini-canaux.

3.4 Auxiliaires

En plus de ses composants principaux (compresseur, échangeurs, détendeur), une pompe à chaleur comprend des systèmes auxiliaires dont la présence est indispensable pour le bon fonctionnement de la machine. Parmi ces systèmes auxiliaires, on modélise la consommation de la résistance de réchauffement du carter d'huile du compresseur, et le ventilateur, vu leur consommation électrique relativement élevée. La consommation des composants électriques destinés au contrôle et à la commande du système est faible de l'ordre de quelques watts.

3.4.1 Réchauffeurs de carter

3.4.1.1 Principe de fonctionnement

Un compresseur est souvent muni d'une résistance qui réchauffe son carter d'huile de manière à conserver une différence minimale de température autour de 10 K entre la température externe au compresseur et la température de l'huile [Kinab 2008b]. Ce réchauffement est nécessaire pour éviter que le fluide migre vers le carter du compresseur causant la détérioration du compresseur au démarrage.

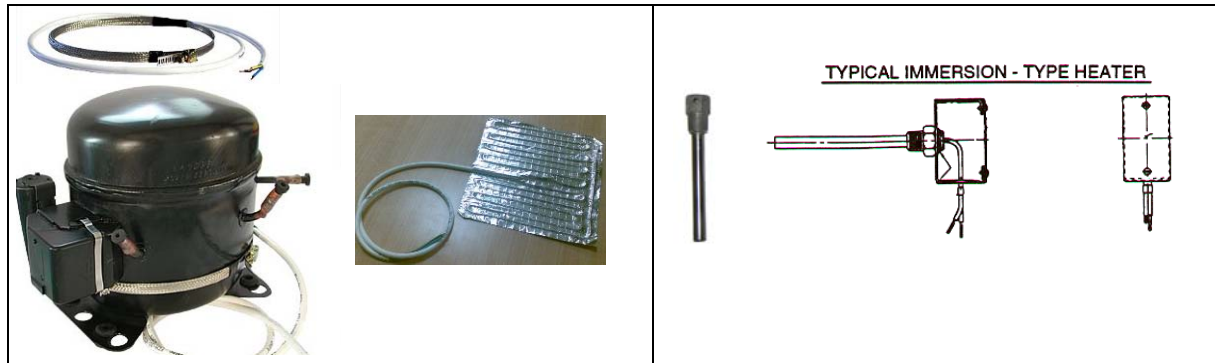


Figure 3-12 : Résistances de carter de compresseur (à gauche réchauffement externe [Revos] [Danfoss], à droite réchauffement interne [Copeland])

Actuellement, la résistance de carter est mise en marche dès que le compresseur est arrêté. Le contrôle de la résistance de carter peut être fait par rapport à la différence entre la température du carter et le point le plus chaud du circuit.

3.4.1.2 Modélisation du réchauffeur de carter

La puissance de la résistance est comptabilisée dans la puissance totale absorbée par la machine. La puissance électrique de la résistance de carter P_r dépend du type de résistance (Figure 3-12), du compresseur et de sa taille (quantité d'huile à chauffer). Elle est généralement de l'ordre de 50 W à 360 W par compresseur.

La puissance absorbée $P_{absorbée}$ par le système due au réchauffement par la résistance de carter est calculée comme suit :

- Pour une PAC à un compresseur :
à l'arrêt $P_{absorbée} = P_r$,
en marche $P_{absorbée} = 0$
- Pour une PAC à 2 compresseurs :
à l'arrêt $P_{absorbée} = 2 \times P_r$,
à 1 compresseur en marche $P_{absorbée} = P_r$,
à 2 compresseur en marche $P_{absorbée} = 0$,
- Pour une PAC à n compresseurs :
à l'arrêt $P_{absorbée} = n \times P_r$,
à n - 1 compresseurs en marche $P_{absorbée} = (n-1) \times P_r$,
à n compresseur en marche $P_{absorbée} = 0$.

3.4.2 Ventilateur

3.4.2.1 Principe de fonctionnement

Le ventilateur est installé sur la batterie à air ; il assure les échanges thermiques par convection forcée entre l'air et l'échangeur. La courbe caractéristique d'un ventilateur exprime la charge que le ventilateur peut compenser en fonction du débit d'air et de la vitesse de rotation (Figure 3-13).

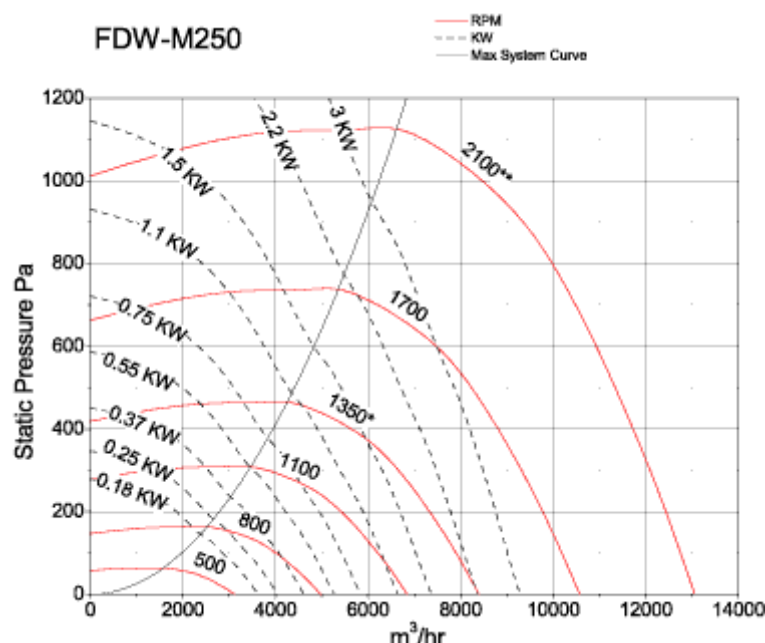


Figure 3-13 : Courbe caractéristique d'un ventilateur à vitesse variable [http://www.ritme.com]

La puissance consommée par le ventilateur est évaluée en fonction du débit d'air aspiré ou soufflé, de la perte de charge et du rendement :

$$P_{\text{ventilateur}} = \frac{Q_{v(\text{air})} \cdot \Delta p}{\eta} \quad (3.8)$$

Où : $P_{\text{ventilateur}}$ est exprimée en W, Q_v en m^3/s et Δp en Pa, η rendement global du ventilateur.

3.4.2.2 Modélisation du ventilateur

Le modèle classique introduit n'a pas pu être appliqué dans cette étude, car il manquait le rendement global du ventilateur qui dépend de Q_v , ainsi que les pertes de charge engendrées par l'échangeur et le châssis.

Pour remédier à ce problème, on a recours à des valeurs expérimentales mesurées durant les essais pour corréler le débit (et ou la vitesse de rotation pour le cas de vitesse variable) à la puissance consommée.

N (Tr/min)	Débit (m³/h)	P _{absorbée} (kW)
990	37100	3.87
900	34560	2.88
690	28000	1.43
500	22000	0.70
335	16900	0.29

Le ventilateur est régulé en fonction de la régulation du compresseur de la PAC, de manière à adapter le débit d'air par rapport au régime de fonctionnement.

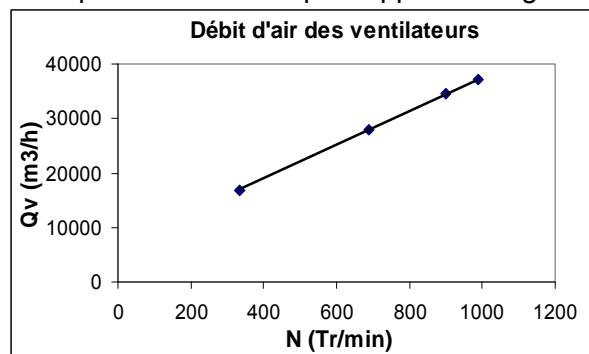


Figure 3-14 : Débit d'air du ventilateur en fonction de la vitesse de rotation

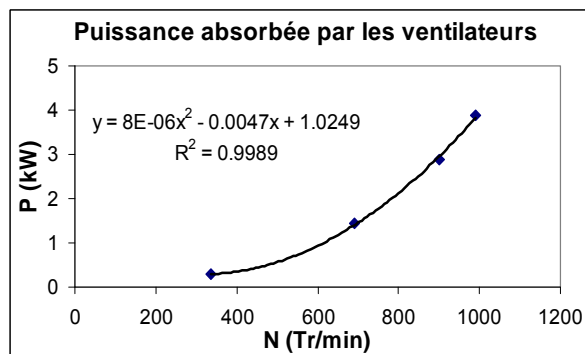


Figure 3-15 : Puissance consommée par le ventilateur en fonction de la vitesse de rotation

Les systèmes auxiliaires ont un effet sur les consommations de la machine et affectent les performances annuelles. Ils seront pris en compte parmi les améliorations envisagées au chapitre 5.

3.5 Définition du prototype

Un prototype a été conçu pour tester différentes améliorations. Il sert tout d'abord à la validation des modèles. Dans un premier temps, ce prototype a permis de valider le modèle thermodynamique à l'aide d'essais en chambre climatique. Ensuite, il a servi à une expérimentation in-situ en couplant la machine à un bâtiment durant l'année.

Les essais en laboratoire ont été effectués conformément à la norme EN 14511 [EN14511 2004] par les équipes de CIAT, en tenant compte des points nécessaires à la validation du modèle de cette thèse en modes chaud et froid.

J'ai participé au montage du prototype, et à l'instrumentation du système. L'exploitation des mesures qui suit est complètement menée par mes soins.

N.B : les essais de validation ont été limités, notamment en givrage à cause de la cellule d'essais et du temps imparti.

3.5.1 Etapes de conception du prototype

Le prototype a été monté en plusieurs étapes. La première phase a consisté en la définition du prototype à partir du choix des composants. Cette phase a été menée en partenariat CEP/CIAT :

- Compresseur

Le compresseur a été choisi en premier pour approcher une puissance d'environ 50 kW thermiques. Pour cela, il a fallu choisir entre un double compresseur (tandem) et un compresseur à vitesse variable. Ce dernier a été retenu car la vitesse variable des compresseurs est une nouvelle technologie de grand intérêt pour l'industriel. Les caractéristiques de ce compresseur à vitesse variable ont été fournies par un compressoriste dans le cadre d'un accord confidentiel.

Historiquement, les constructeurs de PAC ont d'abord eu recours au fractionnement de la puissance en deux ou trois petits compresseurs. Le taux de partition de puissance pouvant être par exemple 33 % - 66 % pour un tandem 2 compresseurs ce qui donne 3 niveaux possibles 33 %, 66 % et 100 %. Cette partition de puissance offre de nombreux avantages notamment en termes de consommation d'énergie grâce à sa capacité d'adaptation aux charges partielles.

La technologie des compresseurs à vitesse variable s'est introduite en Europe suite à son développement aux Etats Unis puis au Japon. L'utilisation de la vitesse variable est de plus en plus courante et permet l'amélioration de l'efficacité énergétique de la PAC en adaptant sa puissance thermique aux besoins du bâtiment [Zoughaib 2006]. A cela s'ajoute l'effet de la réduction de la puissance thermique aux échangeurs à charge partielle qui induit une réduction des différences de températures et une baisse du taux de compression, aboutissant à des gains non négligeables en consommation d'énergie.

En outre, l'entraînement du compresseur à vitesse variable induit une variation du débit masse du fluide circulant ; par conséquent le détendeur et les échangeurs sont influencés. Par exemple, l'utilisation d'un compresseur à vitesse variable avec un tube capillaire peut affecter les performances du système. A vitesse de rotation réduite, le débit diminue et le détendeur capillaire à ouverture constante ne réussit pas à maîtriser le débit pour d'autres pressions de condensation, perdant son rôle de contrôleur de la pression d'évaporation et de la surchauffe.

Les performances des échangeurs sont également influencées par le débit masse réduit à faible vitesse de rotation. Le très faible débit dégrade le coefficient d'échange de chaleur interne dans les échangeurs, et contribue à une mauvaise distribution du fluide. Ainsi, un problème d'entraînement de l'huile de lubrification contenue dans le fluide frigorigène, qui s'accumule dans l'évaporateur et ne retourne plus au compresseur dégrade les coefficients de transfert dans cet échangeur causant des dommages mécaniques au compresseur par manque de lubrification.

En termes de rendement, à faible vitesse de rotation, le rendement volumétrique est aggravé par des transferts du fluide frigorigène entre la haute pression et la basse pression, le rendement mécanique est aggravé par cette vitesse réduite, le rendement électrique est aussi réduit car le moteur électrique est normalement optimisé pour 80 % de la vitesse de rotation maximale, alors que le rendement isentropique est sensé être meilleur à faible débit. Cependant à des vitesses élevées, les frottements sont accrus et les vibrations importantes avec des nuisances acoustiques.

Par ailleurs, le démarrage d'un compresseur à vitesse variable est souple, et ne requiert pas un important courant (5 à 7 fois l'intensité du courant nominal), mais l'électronique de puissance a des conséquences sur le moteur électrique, conduisant à un vieillissement accéléré et des nuisances acoustiques ainsi que des échauffements supplémentaires.

En termes d'encombrement, le compresseur à vitesse variable ne représente pas un avantage par rapport au tandem car son variateur de vitesse occupe la place d'un compresseur :



Compresseur et son onduleur (inverter)



2 compresseurs en Tandem

En résumé, le compresseur à vitesse variable reste avantageux à priori par rapport à un compresseur traditionnel, améliorant l'efficacité énergétique en adaptant correctement la puissance thermique en fonction des besoins du bâtiment amenant à une réduction des consommations énergétiques si l'ensemble des composants du circuit frigorifique est bien pris en compte.

De plus, par rapport à un tandem, l'efficacité du variateur de fréquence rend moins intéressant le compresseur à vitesse variable sauf dans le cas des faibles charges partielles qu'on peut atteindre avec des fréquences faibles, et dans le cas d'un contrôle très précis de température d'eau. Pour cela, une partition de la puissance (tandem, trio) représente toujours une solution favorable pour des fonctionnements stables du système connus au moment de la conception et du dimensionnement.

- Détendeur électronique

Les équations caractéristiques du compresseur choisi ont alors été introduites dans le logiciel de dimensionnement CIAT pour le choix du détendeur et des échangeurs.

L'entraînement à vitesse variable du compresseur implique l'utilisation d'un détendeur capable de réguler le débit du fluide frigorigène dans l'évaporateur conservant une pression d'évaporation et une surchauffe stable. Le détendeur électronique a été préféré au détendeur thermostatique pour sa précision, sa rapidité, et son large domaine de fonctionnement.

- Echangeurs

L'échangeur à plaques a été sélectionné de manière à éviter des fortes pertes de charge (moins de 50 kPa en monophasique). Une bonne distribution du fluide à travers les canaux est nécessaire pour l'échange thermique et pour éviter la stagnation de l'huile dans l'échangeur. Une batterie mini-canaux est choisie comme échangeur à air. La conception et la fabrication de ce type d'échangeur initialement destiné au secteur automobile a été menée de façon à correspondre au châssis disponible (machine typique de 50 kW). Une fois la taille de la batterie connue, le système de distribution a été sélectionné ainsi que les ventilateurs.

La batterie mini canaux est de forme en V sous capot du double ventilateur. Comme les mini-canaux sont une technologie récente ayant fait l'objet d'un accord de confidentialité, la géométrie n'est pas connue dans la suite.

L'intérêt d'un échangeur mini-canaux, porte essentiellement sur la charge réduite de fluide, la compacité, l'utilisation des fluides à haute pression comme le CO₂, et sur la performance thermique [Clodic 2007]. On ajoute que l'utilisation de l'aluminium pour la fabrication des échangeurs mini-canaux offre des avantages en termes de poids de la batterie et de prix par rapport aux échangeurs standards en cuivre à densité plus élevée et plus corrodable :

	Aluminium	Cuivre
Masse volumique (kg/m ³)	2700	8920
Prix (\$/tonne)	1480	4530
Conductivité (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	237	385

La plupart des échangeurs mini-canaux sont fabriqués par extrusion (aluminium, polymères), se corrodent moins et présentent des formes diverses et des tailles différentes (Figure 3-16). [APACHE 2008] [Colasson 2007]

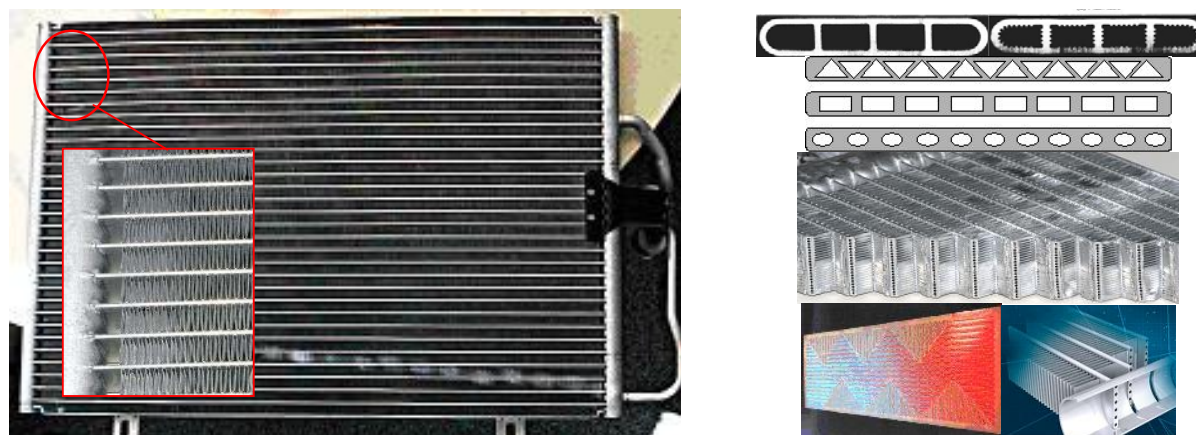


Figure 3-16 : Echangeurs mini-canaux (à gauche condenseur de climatisation automobile, à droite différentes sections de d'échangeur mini-canaux)

Kandilkar [Kandilkar 2002] propose la classification suivante :

- $D_h > 3\text{mm}$: *canaux conventionnels*
- D_h compris entre 0,2 et 3 mm : *mini-canaux*
- $D_h < 0,2\text{ mm}$: *micro-canaux*

De son côté, Thome et Ribatsky [Thome 2005] reprennent les travaux de Kew et Cornwell sur l'effet du confinement en ébullition pour définir un autre critère de transition, basé sur un diamètre seuil D_{th} :

$$D_{th} = \left(\frac{4\sigma}{g(\rho_\ell - \rho_v)} \right)^{1/2} \quad (3.9)$$

où σ est la tension de surface [N/m].

Ainsi, si le diamètre réel du canal est inférieur à cette valeur seuil, définie pour un fluide et une température de saturation, le confinement est celui d'un mini-canal.

En résumé, le choix de la batterie mini-canaux présente des avantages en termes de volume et de poids. Cette compacité a un intérêt environnemental puisqu'elle se traduit par une charge de fluide frigorigène réduite.

▪ Ventilateur

Les caractéristiques des deux ventilateurs à vitesse variable identiques associés à la batterie mini-canaux, peuvent être résumées par leur débit et puissance exprimés en fonction de la vitesse de rotation [CIATb]. Les caractéristiques des ventilateurs installés sont données sur les Figure 3-14 et Figure 3-15.

▪ Agencement général

La deuxième phase de construction du prototype a précisé les détails du schéma frigorifique (Figure 3-17, Figure 3-18) et défini les tuyauteries cuivre reliant les différents composants de la pompe à chaleur ainsi que leur brasage.

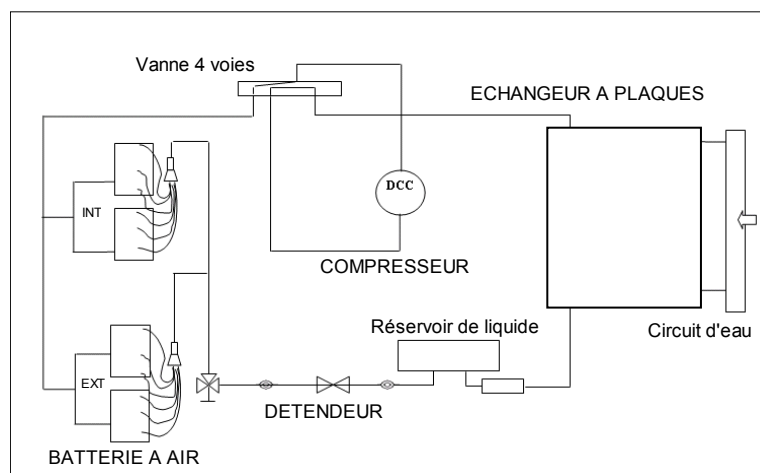


Figure 3-17 : Schéma frigorifique de la machine en configuration de rafraîchissement

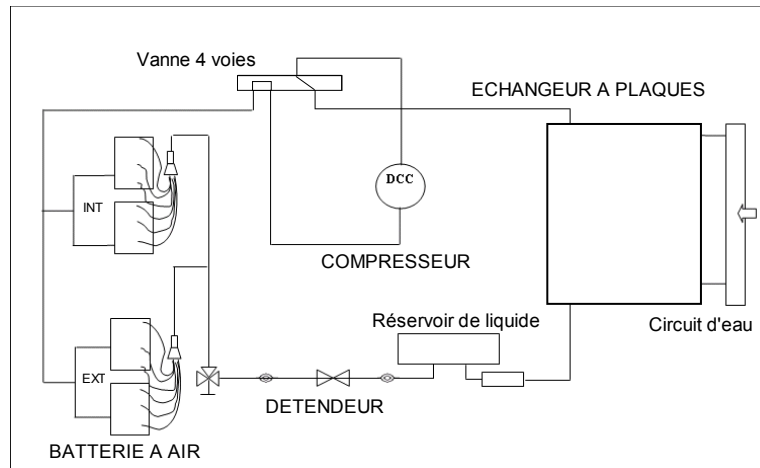


Figure 3-18 : Schéma frigorifique de la machine en configuration de chauffage

La troisième phase a permis la réalisation du schéma électrique de la régulation du système, puis de l'armoire électrique et son installation. Lors de cette phase, tous les composants électriques ont été raccordés : les capteurs de pression de sécurité, les électrovannes, le détendeur et ses capteurs, les sondes de régulation, les ventilateurs, et la pompe.

3.5.2 Description du prototype

La puissance nominale de chauffage (à $T_{\text{air}} = 7\text{ °C}$ et $T_{\text{eau}} = 45\text{ °C}$) est d'environ 50 kW pour la fréquence de rotation maximale du compresseur.


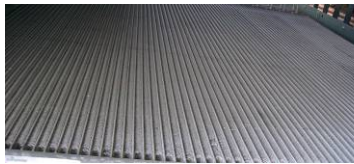



Figure 3-19 : Photo du prototype

Les principaux composants du prototype sont :

- Compresseur à vitesse variable
- Détendeur électronique
- Echangeurs à plaques
- Batterie mini canaux
- Ventilateurs (x2) à vitesse variable
- Pompe circuit d'eau à vitesse variable

Le compresseur est un compresseur de type scroll muni d'un inverter qui fait varier la fréquence de rotation de 30 Hz à 90 Hz.

					
Compresseur à vitesse variable	Onduleur	Détendeur électronique	Batterie mini canaux	Double ventilateurs à vitesse variable	Pompe circuit d'eau vitesse variable

3.5.3 Instrumentation

Le prototype est instrumenté par différents capteurs pour mesurer les grandeurs nécessaires à la caractérisation du cycle de compression et évaluer les performances.

L'instrumentation comporte :

- 36 mesures de température dont 6 sondes platine PT100 (4 mesures intrusives sur le circuit d'eau, et 2 mesures sur l'air) et 30 mesures par des thermocouples TC sur les différentes parties du circuit frigorifique ;
- 5 mesures de pression ;
- Un débitmètre pour la mesure du débit d'eau ;
- Un tachymètre pour la mesure de la vitesse des ventilateurs ;
- Un hygromètre pour la mesure de l'humidité relative de l'air ;
- Les caractéristiques du compresseur (puissance, fréquence, débit fluide frigorigène) sont mesurées au niveau de l'onduleur ;
- 1 mesure de puissance électrique. Cette mesure de la puissance électrique se situe sur l'alimentation générale de la machine.

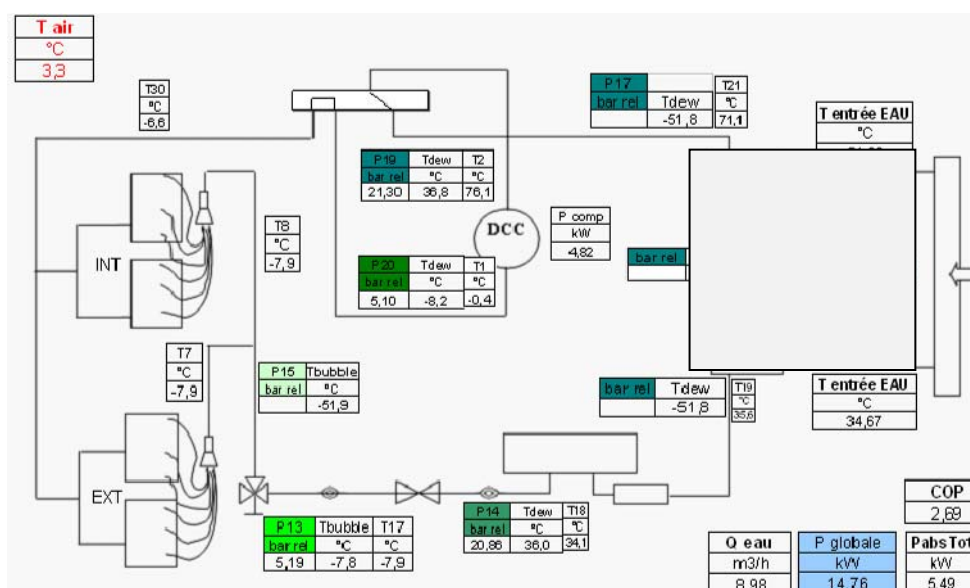


Figure 3-20 : Instrumentation du prototype

L'acquisition de ces données s'effectue par un programme développé sous le logiciel LabWindows/CVI avec un pas de temps de 10 secondes. Le programme, de par son

interface graphique, permet la visualisation sur écran des différentes valeurs mesurées et calculées, ainsi que le pilotage de certaines consignes de fonctionnement.

Le détail des instruments est présenté en annexe 2 ainsi que les instruments utilisés ensuite pour le suivi des essais in-situ.

3.5.4 Chargement de la machine en R410A

Le fluide frigorigène choisi est le R410A (50% R32 et 50% R125 en masse). Le R410A est un HFC Hydro Fluoro Carbone conçu à la fin des années 80 pour remplacer le R22 dans les applications de climatisation. Il est utilisé par l'industrie du conditionnement d'air pour les performances du cycle, et sa grande capacité volumétrique (excède celle du R22 de 50 %) qui contribue à la réduction du volume du compresseur. Ce fluide frigorigène nécessite un lubrifiant synthétique.

Le point critique du R410A correspond à une température de 71,3 ° C et une pression de 4,90 MPa, permettant une large utilisation de ce fluide hors zones critiques.

Ce mélange présente un glissement de température inférieur à 0,2 K ce qui est à prendre en considération pour une machine réversible dont les échangeurs interchangent leur rôle de condenseur à évaporateur en passant du mode chauffage au mode de rafraîchissement.

L'annexe 1 détaille les propriétés du R410A et fait la comparaison par rapport à d'autres fluides frigorigènes.

La charge en fluide d'une PAC est un élément important dans l'optimisation des performances. En effet, une surcharge en fluide rend significative la part de la phase liquide du volume interne du condenseur conduisant à une augmentation rapide de la haute pression, ainsi qu'une baisse du coefficient d'échange du condenseur entraînant la chute du coefficient de performance. Par ailleurs, un manque de charge entraîne aussi une diminution du COP due aux faibles pressions dans l'évaporateur à l'aspiration du compresseur.

La charge du système en fluide frigorigère est déterminée en fonction du sous-refroidissement en mode chauffage et en mode refroidissement qui permet un bon fonctionnement de la pompe à chaleur.

En mode chauffage, le sous-refroidissement est réglé à 1 K et en mode rafraîchissement à 5 K. La différence de charge entre les deux modes définit le volume du réservoir de liquide. L'installation du réservoir de liquide et la recharge se font progressivement au cours des premiers essais jusqu'à la charge définitive.

3.5.5 Premiers essais de mise en service

Après avoir vérifié l'étanchéité de la machine par des tests de fuite, et chargé le circuit en fluide frigorigère, les premiers essais de mise en service du prototype de pompe à chaleur se sont déroulés à partir de mi-novembre 2007 jusqu'à fin décembre 2007.

Le bon fonctionnement du prototype en mode chauffage a été validé par des essais de la machine installée à l'extérieur du laboratoire. En mode rafraîchissement, les expérimentations ont été effectuées dans un hall d'essai.

Ces premiers essais jouent un rôle très important sur plusieurs points de la mise en service de la PAC ; on cite :

- Chargement de la machine en fluide frigorigère en fonction du sous-refroidissement en mode chauffage et en mode refroidissement ;

- Vérification des sécurités : capteur BP, HP, coupure débit d'eau... ;
- Validation du domaine de fonctionnement du compresseur et intégration dans le module de régulation ;
- Validation du bon fonctionnement des cycles de givrage / dégivrage ;
- Mise au point de la régulation ;
- Validation du bon fonctionnement général de la machine sur quelques points particuliers ;

3.6 Validation du modèle par les essais en laboratoire

Les essais en laboratoire présentés vont permettre de valider le modèle thermodynamique développé au chapitre précédent, et de calibrer les paramètres du modèle vis à vis des résultats d'essais.

Dans ce paragraphe, on présente les essais réalisés en mode froid et en mode chaud. Pour les essais en froid, la PAC est placée dans une chambre climatique reproduisant les conditions de température et d'hygrométrie de l'air pour la saison de rafraîchissement. Pour les essais en mode chaud, la PAC est située à l'extérieur du laboratoire dans les conditions de la saison de chauffage.

Un circuit de compensation est conçu spécialement pour les essais en laboratoire. La PAC est raccordée à une boucle d'eau permettant de maintenir et de contrôler les conditions de température du côté de l'eau.

3.6.1 Essais servant à la validation du modèle

3.6.1.1 Essais servant à la validation du modèle en mode froid

Les essais réalisés pour la validation du modèle ont commencé par la validation du fonctionnement en mode froid en novembre 2007. Ils sont détaillés dans le Tableau 3-1 :

N° point	Fréquence (Hz)	Ventilateur (RPM)	charge 1 ou 2	T air (°C)	T entrée eau (°C)	débit eau (m³/h)
1	30	500	1	17,6	12,5	4,0
2	30	500	1	16,5	12,5	3,9
3	45	380	1	19,9	12,5	6,0
4	45	380	1	18,0	12,5	6,1
5	45	380	2	16,8	12,5	6,1
6	45	500	1	20,7	12,5	6,0
7	45	500	2	16,6	12,5	6,1
8	45	700	1	21,3	12,5	6,0
9	60	700	1	21,2	12,5	6,5
10	90	500	1	21,3	12,5	9,6
11	90	700	1	21,5	12,5	9,5
12	90	700	2	19,4	12,5	10,4
13	90	900	1	22,9	12,5	9,6

Tableau 3-1: Liste des essais réalisés en mode refroidissement (novembre 2007)

La colonne charge représente la quantité de fluide frigorigène dans la machine au moment de l'essai. La charge 1 représente un sous-refroidissement de 2 K pour une vitesse du compresseur de 90 Hz en mode refroidissement et la charge 2 représente un sous-refroidissement de 5 K à 90 Hz pour le mode refroidissement.

Le fonctionnement de cette pompe à chaleur vise un sous-refroidissement de 5 K en mode refroidissement au point nominal (vitesse du compresseur 90 Hz ; $T_{\text{air}} = 35 \text{ °C}$ et un régime d'eau équivalent à $12 / 7 \text{ °C}$).

3.6.1.2 Essais servant de validation du modèle en mode chaud

Les essais réalisés pour la validation du modèle en fonctionnement mode chaud sont détaillés dans le Tableau 3-2 :

N° point	Fréquence (Hz)	Ventilateur (RPM)	charge 1 ou 2	T air (°C)	T entrée eau (°C)	débit eau (m³/h)
1	30	380	2	3,3	34,7	9,0
2	30	500	2	3,4	34,9	9,0
3	40	380	2	0,9	37,5	9,0
4	40	520	2	0,9	37,5	9,0
5	40	720	2	1,4	37,5	9,0
6	60	380	2	1,3	40,9	9,0
7	60	500	2	2,2	40,5	9,0
8	60	700	2	2,2	40,8	9,0
9	90	700	2	1,8	28,3	9,2
10	90	700	2	4,0	29,5	9,3
11	90	600	2	6,9	40,0	9,3

Tableau 3-2 : Liste des essais réalisés en mode chauffage (décembre 2007)

Les essais en mode chauffage ont été réalisés après ceux en mode refroidissement (décembre 2007) et comportent donc uniquement la charge 2. La machine comporte un réservoir de liquide qui stocke la différence de charge entre le mode chauffage et le mode refroidissement permettant d'équilibrer la charge dans le système par rapport à la consigne de sous-refroidissement.

3.6.2 Résultats des essais

3.6.2.1 Calcul d'incertitude sur les résultats mesurés

Les résultats des essais, en particulier la puissance absorbée, la puissance calorifique, la puissance frigorifique, les performances COP et EER de la PAC réversible, sont déduits des mesures effectuées sur le prototype. Les instruments de mesure mènent à des incertitudes ΔCOP , ΔEER , $\Delta P_{\text{calorifique}}$, et $\Delta P_{\text{frigorifique}}$ calculées par la méthode de l'incertitude type composée [AFNOR NF ENV 13005].

$$\square \quad COP = \frac{P_{\text{calorifique}}}{P_{\text{absorbée}}} \quad (3.10)$$

$$\Delta COP^2 = \frac{1}{(P_{\text{absorbée}})^2} (\Delta P_{\text{calorifique}})^2 + \frac{(P_{\text{calorifique}})^2}{(P_{\text{absorbée}})^4} (\Delta P_{\text{absorbée}})^2$$

$$\square \quad EER = \frac{P_{\text{frigorifique}}}{P_{\text{absorbée}}} \quad (3.11)$$

$$\Delta EER^2 = \frac{1}{(P_{absorbée})^2} (\Delta P_{frigorigique})^2 + \frac{(P_{frigorigique})^2}{(P_{absorbée})^4} (\Delta P_{absorbée})^2$$

$$\frac{\Delta P_{absorbée}}{P_{absorbée}} = 1\% \text{ (Wattmètre neuf)} \quad (3.12)$$

$$P_{calorifique} = \dot{m}_{eau} c_p (T_{sortie} - T_{entrée}) \quad (3.13)$$

$$\Delta P_{calorifique}^2 = c_p^2 (T_{sortie} - T_{entrée})^2 \Delta \dot{m}_{eau}^2 + \dot{m}_{eau}^2 c_p^2 (\Delta (T_{sortie} - T_{entrée}))^2$$

$$\frac{\Delta \dot{m}_{eau}}{\dot{m}_{eau}} = 1\% \text{ (Débitmètre neuf)}$$

$$\Delta (T_{sortie} - T_{entrée}) = 0,03K$$

$$P_{frigorigique} = \dot{m}_{eau} c_p (T_{entrée} - T_{sortie})$$

$$\Delta P_{frigorigique}^2 = c_p^2 (T_{entrée} - T_{sortie})^2 \Delta \dot{m}_{eau}^2 + \dot{m}_{eau}^2 c_p^2 (\Delta (T_{entrée} - T_{sortie}))^2 \quad (3.14)$$

3.6.2.2 Résultats des essais en mode froid

N° point	$P_{frigorigique}$	$\frac{\Delta P_{frigorigique}}{P_{frigorigique}}$	$P_{absorbée}$	$\frac{\Delta P_{absorbée}}{P_{absorbée}}$	EER	$\Delta EER/EER$
	(kW)	(%)	(kW)	(%)	(-)	(%)
1	18,2	1%	3,8	1%	4,8	2%
2	19,7	1%	3,9	1%	5,1	2%
3	27,5	1%	6,0	1%	4,5	2%
4	29,6	1%	5,9	1%	5,0	2%
5	30,3	1%	5,8	1%	5,2	2%
6	27,6	1%	6,2	1%	4,4	2%
7	30,7	1%	5,9	1%	5,2	2%
8	27,8	1%	7,0	1%	4,0	2%
9	39,3	1%	9,4	1%	4,2	1%
10	56,1	1%	14,2	1%	4,0	2%
11	57,9	1%	14,4	1%	4,0	2%
12	57,9	1%	14,7	1%	3,9	2%
13	57,7	1%	15,7	1%	3,7	2%

Tableau 3-3 : Résultats principaux des essais en mode froid

3.6.2.3 Résultats des essais en mode chaud

N° point	$P_{calorifique}$	$\frac{\Delta P_{calorifique}}{P_{calorifique}}$	$P_{absorbée}$	$\frac{\Delta P_{absorbée}}{P_{absorbée}}$	COP	$\Delta COP/COP$
	(kW)	(%)	(kW)	(%)	(-)	(%)
1	14,8	2%	5,5	1%	2,7	3%
2	15,6	2%	5,9	1%	2,7	3%
3	17,9	2%	7,0	1%	2,5	2%
4	20,3	2%	7,4	1%	2,7	2%
5	20,8	2%	8,4	1%	2,5	2%
6	28,9	1%	10,6	1%	2,7	2%

7	31,6	1%	11,0	1%	2,9	2%
8	32,4	1%	12,1	1%	2,7	2%
9	47,5	1%	14,5	1%	3,3	2%
10	47,1	1%	14,8	1%	3,2	2%
11	51,2	1%	17,0	1%	3,0	2%

Tableau 3-4 : Résultats principaux des essais en mode chaud

3.6.2.4 Comparaison du modèle global aux valeurs expérimentales

Les résultats des essais permettent de comparer le modèle thermodynamique de la PAC aux mesures. Ceci est illustré sur les Figure 3-21 à Figure 3-23 pour le mode froid et sur les Figure 3-24 à Figure 3-26 pour le mode chaud.

■ En mode froid

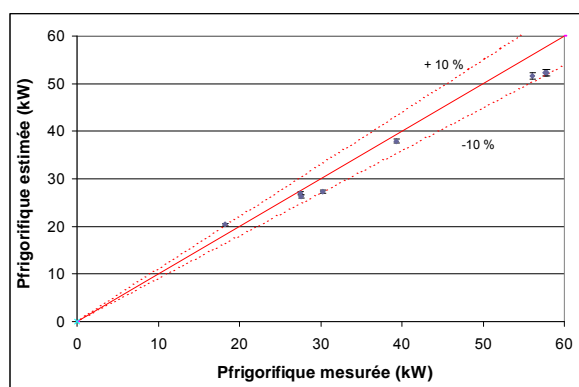


Figure 3-21 : Comparaison des puissances frigorifiques mesurées et obtenues par le modèle global

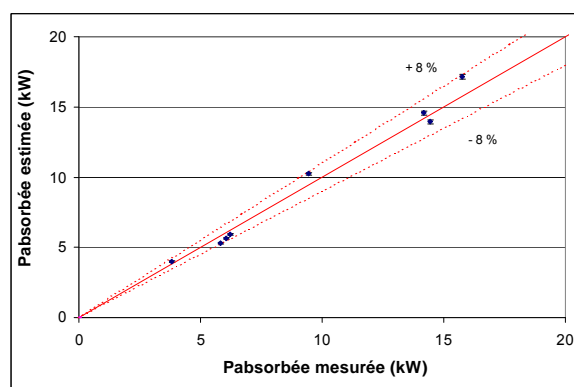


Figure 3-22 : Comparaison des puissances absorbées mesurées et obtenues par le modèle global

Le modèle estime la **puissance frigorifique livrée par la PAC (Figure 3-21)** avec un écart moyen de 7 % et un écart maximal de 10 %, ainsi que la **puissance absorbée avec un écart moyen de 5 % et un écart maximal de 8 % (Figure 3-22)**, quant à l'EER il l'estime avec un écart moyen de 8 % et un écart maximal de 10 % (Figure 3-23).

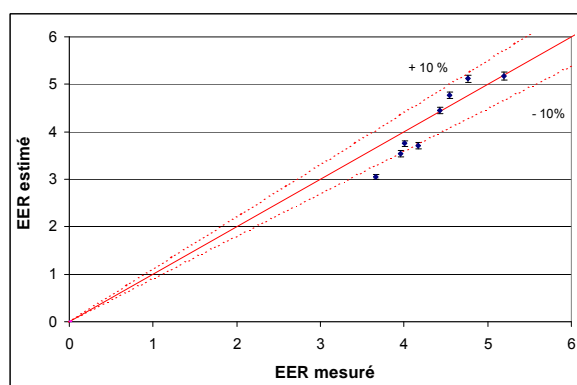


Figure 3-23 : Comparaison des EER mesurés et obtenus par le modèle global

Ces écarts sont liés au sous modèle du compresseur qui néglige les pertes thermiques. Les incertitudes des éléments de mesure aux écarts sont de l'ordre de 1 % pour la puissance frigorifique, de 1 % pour la puissance absorbée et de 2 % pour l'EER.

▪ En mode chaud

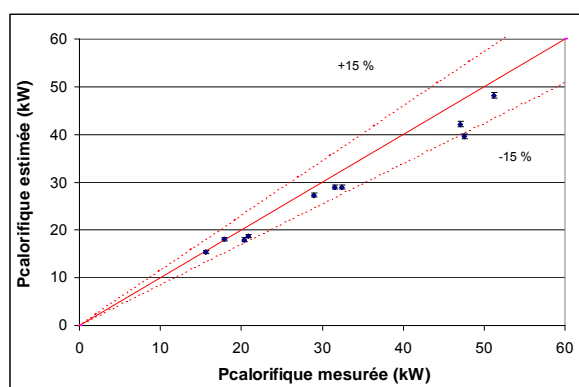


Figure 3-24 : Comparaison des puissances calorifiques mesurées et obtenues par le modèle global

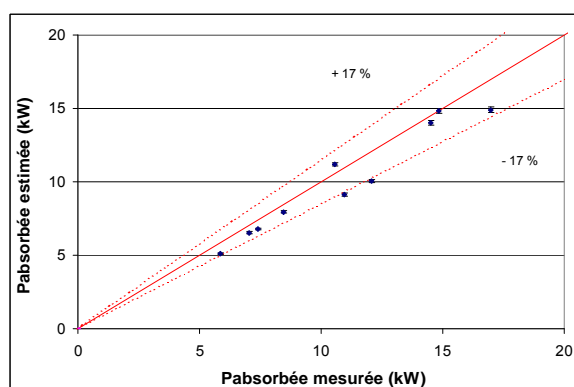


Figure 3-25 : Comparaison des puissances absorbées mesurées et obtenues par le modèle global

Le modèle estime la **puissance calorifique livrée par la PAC** (Figure 3-24) avec un écart moyen de 8 % et un écart maximal de 15 %, ainsi que la **puissance absorbée avec un écart moyen de 8 %** et un écart maximal de 17 % (Figure 3-25), quant au **COP**, il est estimé avec un écart moyen de 9 % et un écart maximal de 14 % (Figure 3-26).

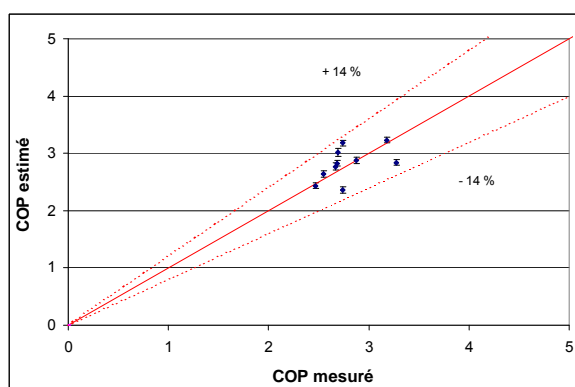


Figure 3-26 : Comparaison des COP mesurés et obtenus par le modèle global

Les incertitudes de mesure en mode chaud sont difficiles à déterminer, elles dépendent du fonctionnement en givrage/dégivrage de la machine à faible température. De plus, une incertitude de 10 % est tolérée dans la déclaration des performances à ces conditions de fonctionnement. Cela amène à dire que le COP est estimé avec un écart de 4 % maximal.

3.7 Validation du modèle par expérimentation in situ

L'expérimentation in-situ présentée a pour but de valider le modèle thermodynamique développé d'un point de vue saisonnier et d'observer le fonctionnement réel de la PAC couplée au bâtiment, cela peut donc se résumer par :

- évaluation des performances saisonnières ;
- validation du modèle thermodynamique (incluant cyclage givrage) ;
- validation de la chaîne de calcul globale ;

Dans cette partie, le bâtiment retenu est décrit ainsi que l'estimation des besoins de chauffage et de refroidissement, les détails de la campagne d'essais qui a duré de février à août 2008 y sont aussi présentés.

3.7.1 Description conditions climatiques

Le bâtiment est situé à Culoz au Centre de Recherche et Innovation CIAT. Culoz, à 240 m d'altitude, est situé au pied du Grand Colombier (1534 m) dans le département de l'Ain en Rhône Alpes. De par sa situation géographique, le climat de cette région est un mélange d'un climat continental tempéré influencé par le climat océanique de l'ouest, le climat méditerranéen du sud et la proximité des montagnes. Le climat est froid, rigoureux en hiver, doux en été, et la température moyenne annuelle est de 11 °C.

3.7.2 Bâtiment retenu

Le bâtiment est constitué d'une chambre climatique, d'un bureau du personnel, d'une salle de réunion, et d'une zone climatisée tout autour de la chambre. Cette dernière zone et les bureaux du personnel ainsi que la salle de réunion sont climatisés et chauffés par la PAC.



Figure 3-27 : Installation de la pompe à chaleur

La PAC est instrumentée pour permettre un bon suivi de son fonctionnement comme décrit au paragraphe 3.5.3.

Le programme d'acquisition génère quotidiennement des fichiers d'enregistrement de mesures selon un pas de temps d'acquisition de 10 s. Ces fichiers permettront l'exploitation du fonctionnement de la pompe à chaleur sur une année.

Les besoins du bâtiment considéré sont difficiles à modéliser, étant donné que le bâtiment a des usages variés, avec une porte fréquemment ouverte. On utilise par la suite l'énergie fournie par la PAC comme « charge » du bâtiment en moyenne horaire. D'autre part, s'agissant d'essais in-situ on ne dispose que des mesures sur des périodes de charge partielle.

L'évaluation ultérieure des performances annuelles typiques sera faite sur des besoins correspondant à un bâtiment fictif bien dimensionné et avec une occupation de type « bureaux ».

3.7.3 Campagne d'essais hiver

La campagne d'essais in-situ hiver pour la validation du fonctionnement en mode chauffage a été menée pendant les mois de février, mars, avril, mai, de l'année 2008 sur la machine couplée au bâtiment décrit ci-dessus.

La température d'air dans cette saison varie entre -5°C et 15°C comme le montre la Figure 3-28,

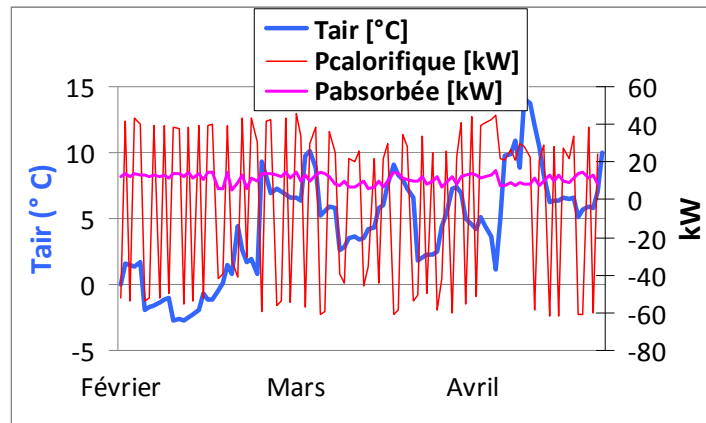


Figure 3-28 : Puissance calorifique et puissance absorbée de la PAC en fonction de la température moyenne journalière d'air ($^{\circ}\text{C}$) pendant les mois de février, mars, et avril

La saison de chauffe comporte des fonctionnements en régime pseudo-stationnaire et des fonctionnements en régime dynamique instationnaire.

3.7.3.1 Régime pseudo-stationnaire

Le fonctionnement en régime pseudo-stationnaire de la PAC correspond à un fonctionnement stable du compresseur qu'on repère à partir de sa vitesse de rotation. En effet, un régime pseudo-stationnaire est marqué par une rotation du compresseur à une fréquence constante. Ce régime est considéré loin des périodes de faible température extérieure $T_{\text{air}} > 6^{\circ}\text{C}$ afin d'éviter le phénomène de givrage.

La Figure 3-30 extraite des mesures effectuées au cours de la journée du 7 février 2008 (température extérieure donnée en Figure 3-29), montre un fonctionnement pseudo-stationnaire à 90 Hz, 80 Hz, 60 Hz et 50 Hz. Les intervalles transitoires intermédiaires correspondent à un fonctionnement en régime instationnaire.

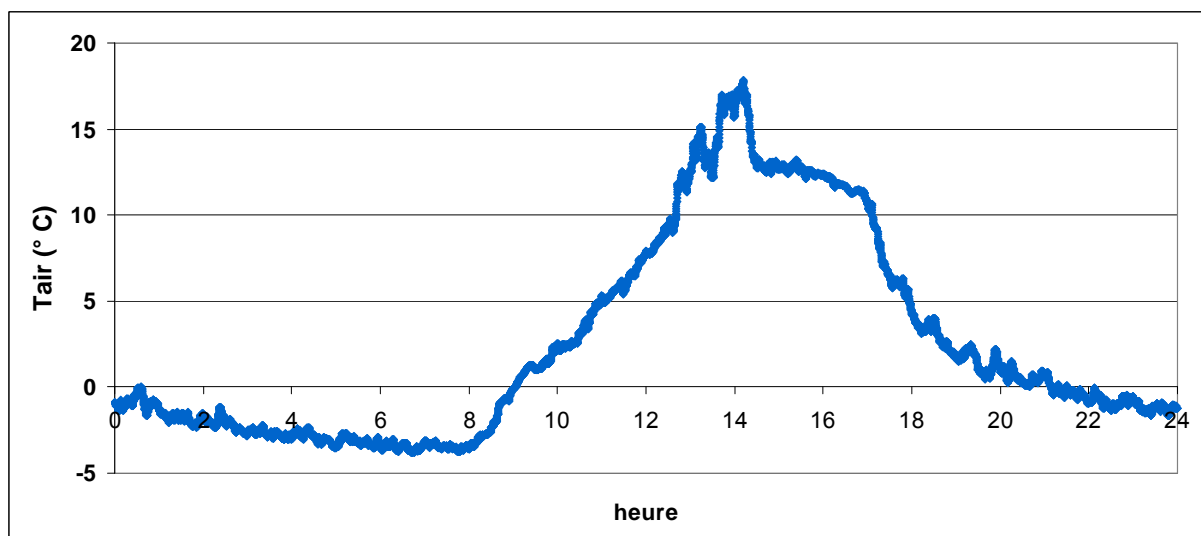


Figure 3-29: Température d'air extérieure ($^{\circ}\text{C}$) saisie le 7 février 2008 (au pas de temps de 10 s)

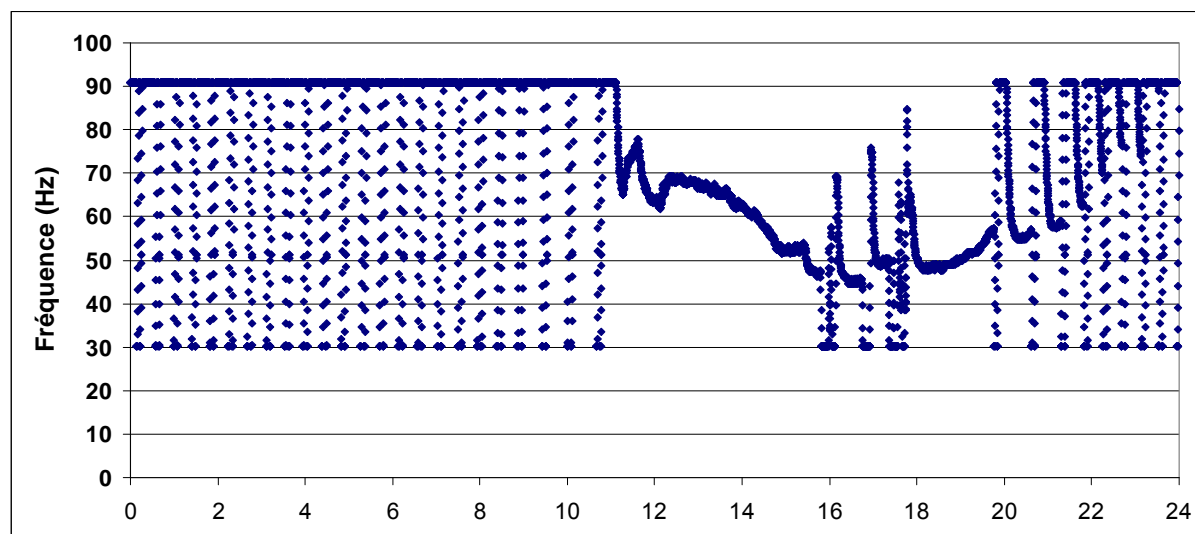


Figure 3-30 : Fréquence de rotation du compresseur lors des mesures saisies le 7 février 2008 (au pas de temps de 10 s)

3.7.3.2 Régime instationnaire

(i) Givrage/Dégivrage

La pompe à chaleur fonctionne en mode de givrage/dégivrage pour des températures extérieures inférieures à 6 °C (Figure 3-29), pénalisant ainsi les performances de la machine. En effet, en dégivrage le cycle est inversé, et l'échangeur à air change de rôle d'évaporateur en condenseur et l'échangeur à plaques initialement condenseur devient évaporateur, ce phénomène est bien visible sur la Figure 3-31 qui présente des mesures de la puissance thermique échangée au niveau de l'échangeur à plaques en fonction de la température extérieure. Les puissances négatives observées correspondent aux inversions de cycle.

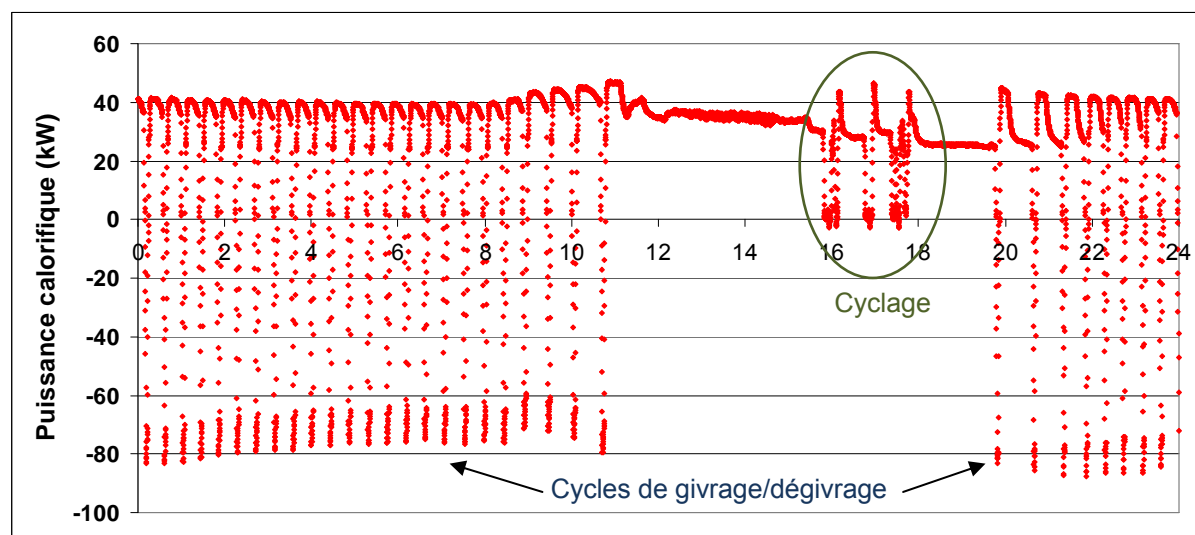


Figure 3-31: Puissance calorifique délivrée par la PAC (kW) le 7 février 2008 (au pas de temps de 10 s)

(ii) Démarrage et cyclage (On/Off)

Le démarrage et le cyclage marche arrêt (On/Off) du système sont des phénomènes transitoires repérés à travers la puissance absorbée par le compresseur et sa fréquence, ainsi que la puissance calorifique délivrée par l'échangeur à plaques.

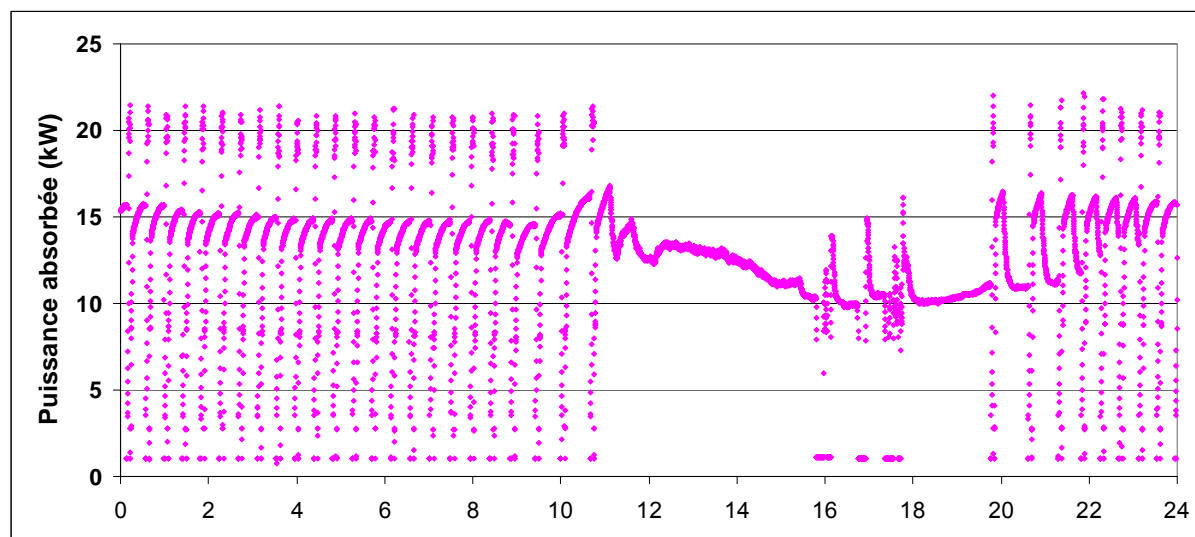


Figure 3-32 : Puissance électrique absorbée par la PAC le 7 février 2008 (au pas de temps de 10 s)

La puissance absorbée par le compresseur varie de la puissance minimale à la puissance maximale au cours de ces phénomènes (Figure 3-32), ainsi que la fréquence croît de 30 Hz à 90 Hz au démarrage.

On note qu'à l'arrêt de la PAC, l'affichage du compresseur marque 30 Hz mais la fréquence réelle est nulle, et au démarrage on passe de 0 à 90 Hz avant de revenir à la fréquence requise.

3.7.3.3 Performances de la PAC en mode chaud

Les performances de la PAC en mode chaud sont calculées à partir de la puissance calorifique et la puissance absorbée mesurées au pas de temps de 10 s (Figure 3-33) :

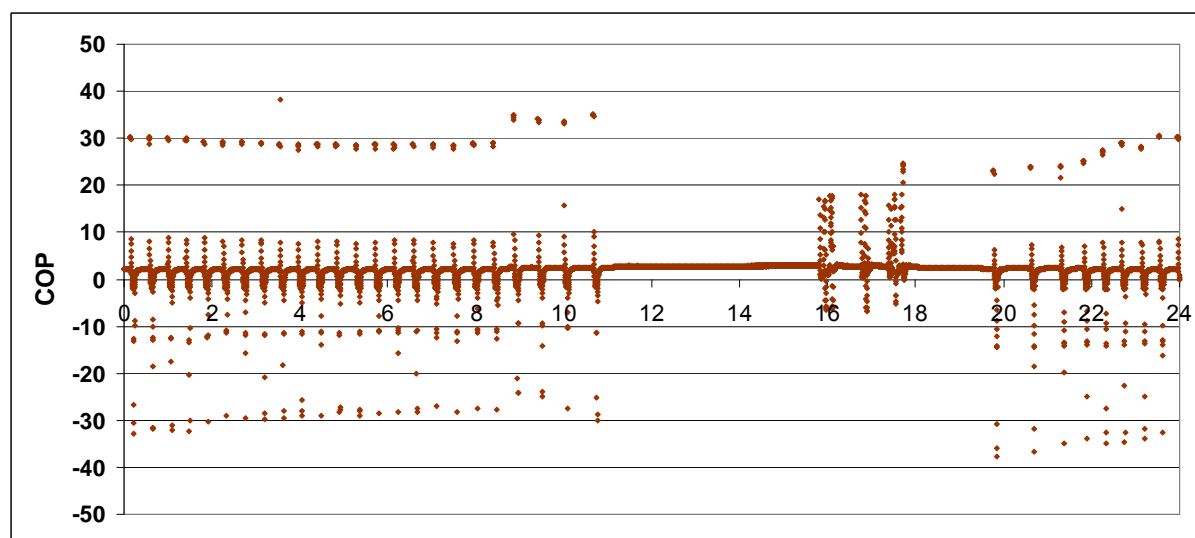


Figure 3-33 : COP horaire de la PAC (kW) le 7 février 2008 (au pas de temps de 10 s)

Le COP varie entre 0 et 5, les valeurs « apparentes » du COP qui dépassent 5 correspondent aux périodes où il y a de la puissance calorifique produite à l'arrêt du compresseur suite à un cycle de fonctionnement normal. Les valeurs négatives du COP correspondent aux inversions du cycle lié au dégivrage de la batterie à air.

3.7.4 Campagne d'essais été

La campagne d'essais in-situ été pour la validation du fonctionnement en mode rafraîchissement s'est déroulée pendant les mois de mai, juin juillet, et août de l'année 2008 sur la machine couplée au bâtiment décrit au § 3.7.2.

La température d'air durant cette saison varie entre 15 ° C et 35 ° C comme le montre la Figure 3-34,

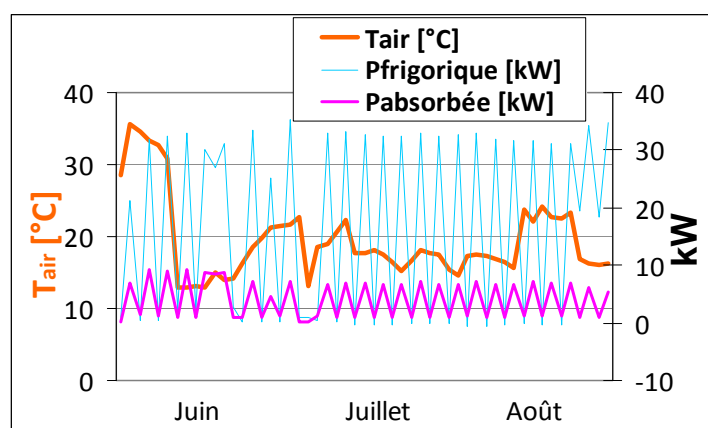


Figure 3-34 : Puissance frigorifique et puissance absorbée de la PAC en fonction de la température moyenne journalière d'air (°C) pendant les mois de juin, juillet, et août

A part le fonctionnement pseudo-stationnaire, on illustre les fonctionnements à puissance réduite qui correspondent à des démarrages ou des cyclage (On/Off) du système pour une journée type. La Figure 3-36 extraite des mesures effectuées au cours de la journée du 4 août 2008 (température extérieure donnée en Figure 3-35), montre ce fonctionnement On/Off pour des intervalles de fréquences entre 30 Hz et 48 Hz ou 60 Hz.

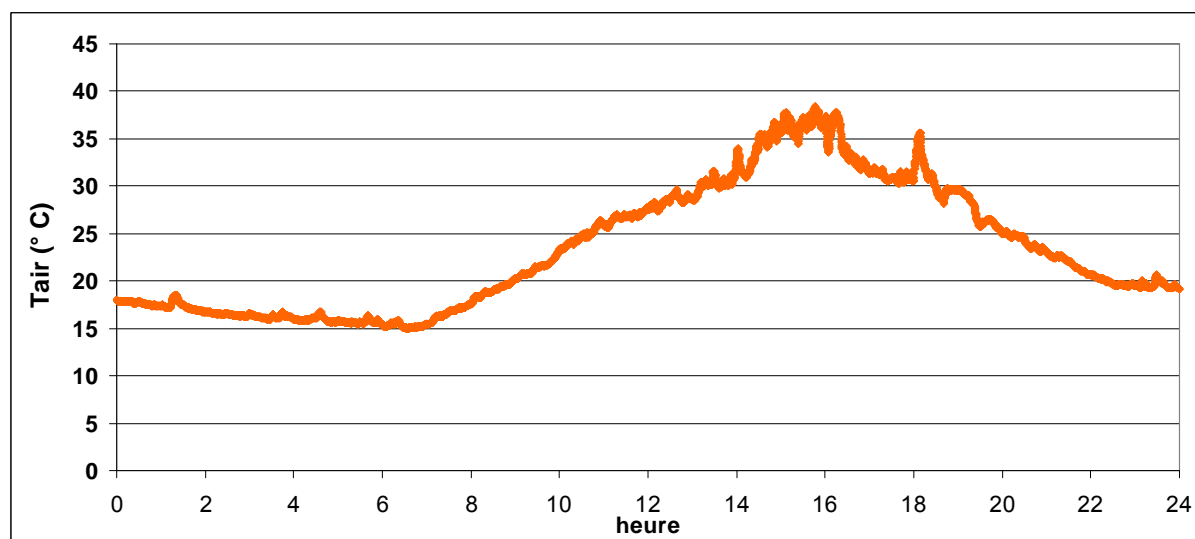


Figure 3-35 : Température d'air extérieure (°C) saisie le 4 août 2008 (au pas de temps de 10 s)

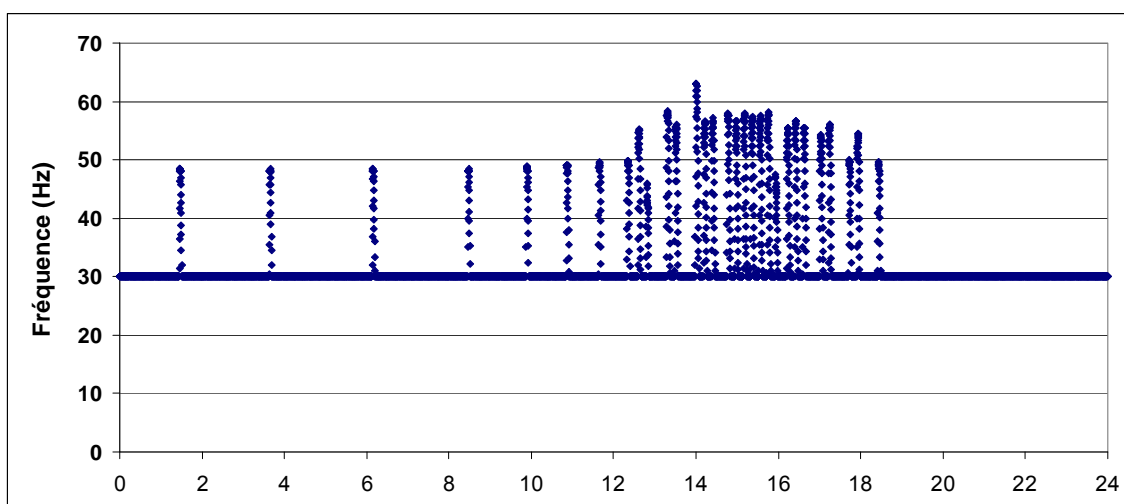


Figure 3-36 : Fréquence de rotation du compresseur lors des mesures saisies le 4 août 2008 (au pas de temps de 10 s)

De même, à l'arrêt de la PAC, l'affichage du compresseur marque 30 Hz mais la fréquence réelle est nulle, et au démarrage on passe de 0 à une fréquence de fonctionnement du compresseur qui répond à la consigne de température de départ d'eau. Le temps de marche du compresseur est relativement faible vu les besoins faibles de refroidissement du bâtiment.

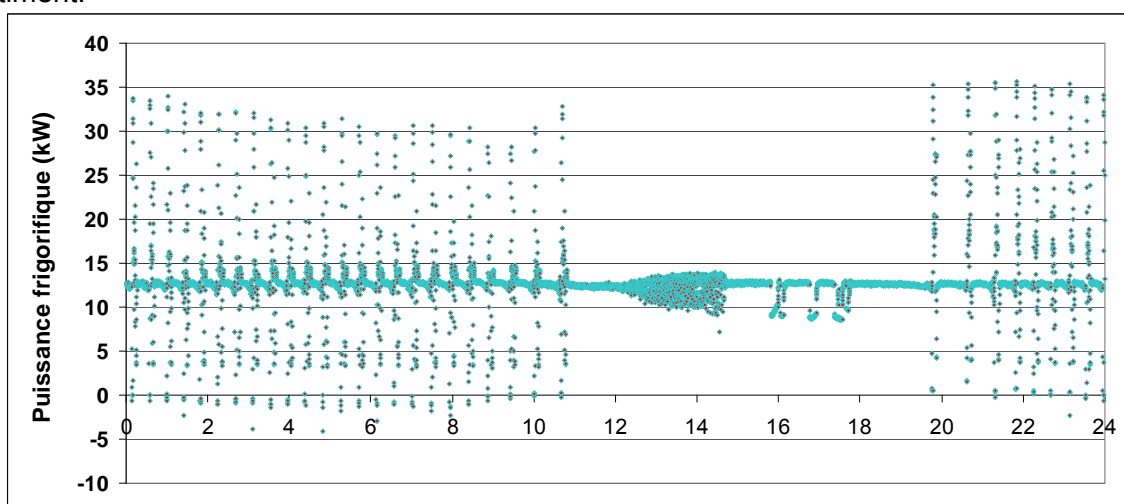


Figure 3-37 : Puissance frigorifique délivrée par la PAC (kW) le 4 août 2008 (au pas de temps de 10 s)

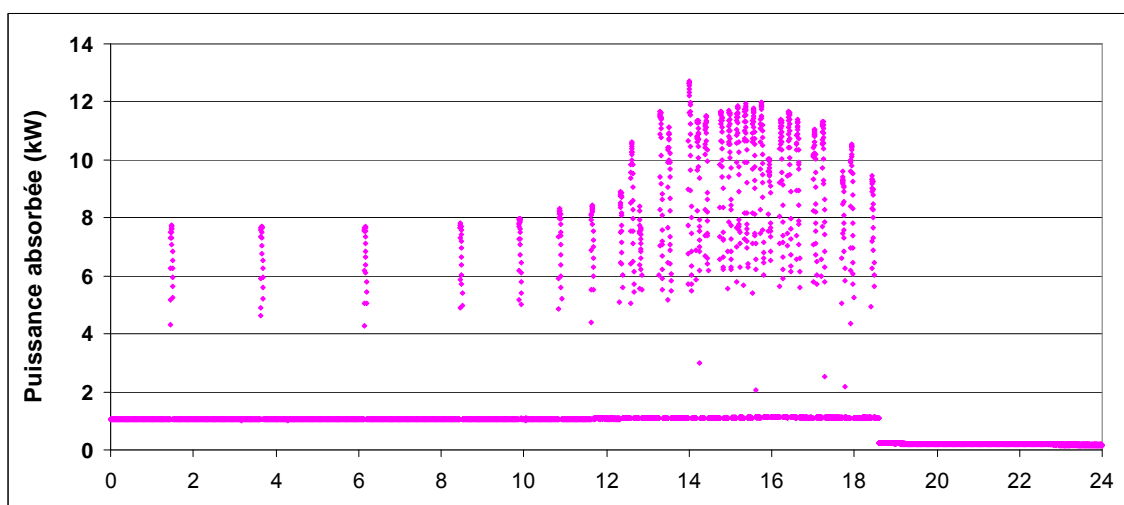


Figure 3-38 : Puissance électrique absorbée par la PAC le 4 août 2008 (au pas de temps de 10 s)

La puissance délivrée par la PAC sur la Figure 3-37 varie selon la fréquence du compresseur, de même que la puissance absorbée par le compresseur (Figure 3-38).

3.7.4.1 Performances de la PAC en mode froid

Les performances de la PAC en mode froid sont calculées à partir de la puissance frigorifique et la puissance absorbée mesurées au pas de temps horaire (Figure 3-39) :

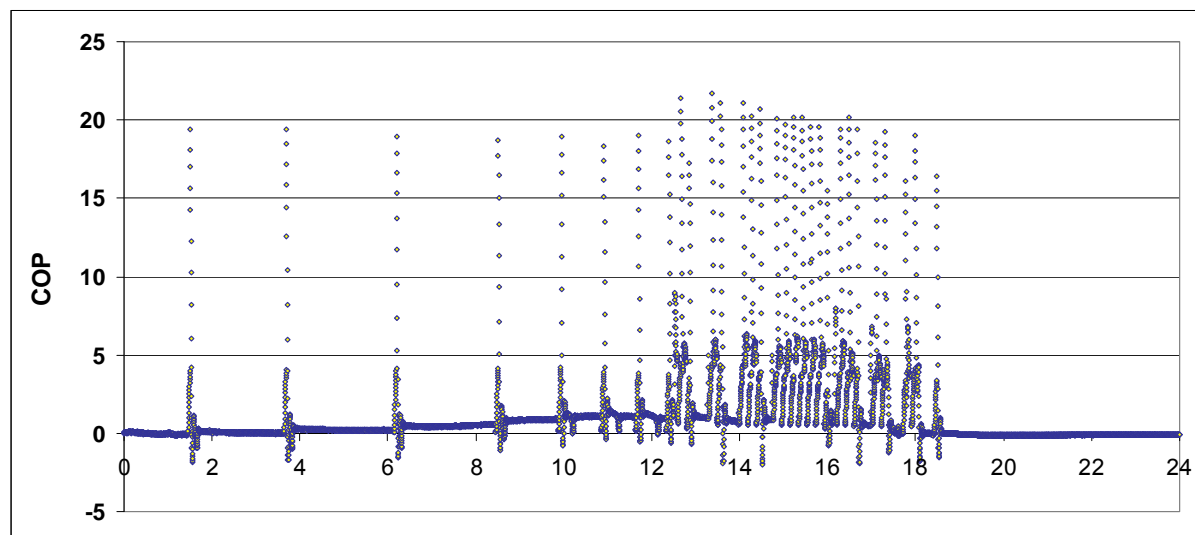


Figure 3-39 : EER horaire de la PAC le 4 août 2008 (au pas de temps de 10 s)

L'EER « apparent » varie entre 0 et 20, les valeurs qui dépassent 5 correspondent aux périodes où il y a de la puissance frigorifique produite à l'arrêt du compresseur suite à un cycle de fonctionnement normal.

3.7.5 Carte de performances en mode chaud de la PAC étudiée

Les performances mesurées de la PAC testée in-situ en mode chaud pour différentes conditions stabilisées, sont données dans le Tableau 3-5 en fonction de la température d'air ambiant, de la température de départ d'eau, de l'humidité relative et de la fréquence du compresseur :

Tair (°C)	Fréquence (Hz)	Humidité (%)	Teau (°C)		
			30	35	40
0	30	50	x	x	x
		75	x	x	x
		90	x	x	x
	50	50	3,09	2,91	2,65
		75	3,10	2,92	2,67
		90	x	x	x
	90	50	x	x	x
		75	x	x	x
		90	x	x	x
5	30	50	x	x	x
		75	x	x	x
		90	x	x	x
	50	50	3,40	3,12	2,80
		75	3,50	3,15	2,82
		90	x	x	x
	90	50	x	x	x

10	30	75	x	x	x
		90	x	x	x
		50	x	x	x
		75	x	x	x
		90	x	x	2,83
		50	3,79	3,40	2,90
	50	75	3,80	3,40	2,92
		90	x	x	2,98
		50	x	x	x
	90	75	x	x	x
		90	x	x	x
		50	x	x	x
15	30	50	x	x	x
		75	x	x	x
		90	x	x	x
	50	50	4,09	3,68	3,08
		75	4,18	3,69	3,10
		90	x	x	x
	90	50	x	x	x
		75	x	x	x
		90	x	x	x
	90	50	x	x	x
		75	x	x	x
		90	x	x	x

Tableau 3-5 : Carte de performance de la PAC testée in-situ en fonction de la température d'eau, de la température d'air, la fréquence et la l'humidité en mode chaud (Sans givrage)

La carte présentée est le résultat du traitement des données mesurées au cours de l'hiver 2008. Les points manquants sont dus au fait que les conditions climatiques (hiver moyennement doux) et que la méthode de traitement n'ont pas permis d'avoir tous les régimes de fonctionnement. La méthode de traitement consiste à identifier les différents cycles de fonctionnement de la PAC, et puis en déduire les caractéristiques moyennes en fonction de la température d'air ambiant, de la température de départ d'eau, de l'humidité relative et de la fréquence du compresseur. Les différents cycles de fonctionnement (pleine charge, charge partielle, givrage, dégivrage, et cyclage) sont identifiés en filtrant la puissance calorifique et la puissance absorbée. Ensuite, les moyennes de la puissance calorifique et la puissance absorbée sont calculées en périodes de givrage et hors givrage, ce qui a permis d'estimer l'impact du givrage sur le coefficient de performance (Figure 3-40).

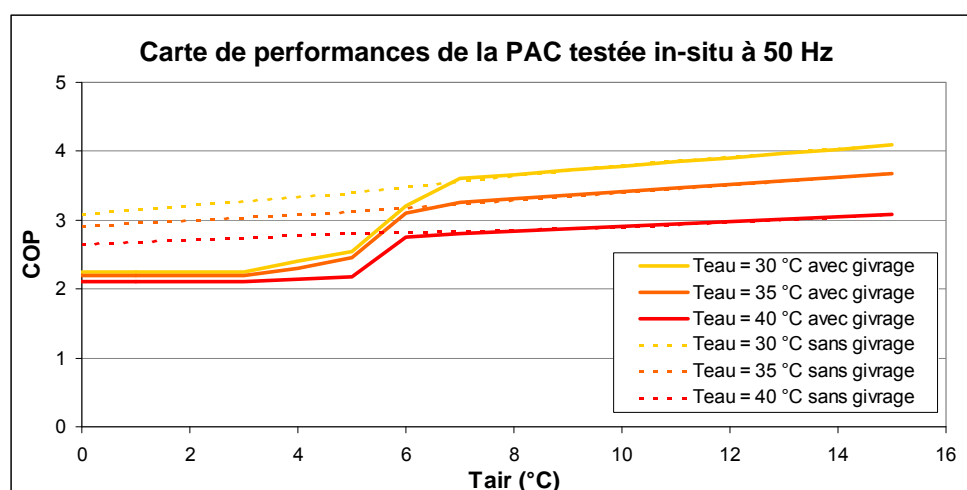


Figure 3-40: Carte de performance de la PAC testée in-situ en fonction de la température d'eau et de la température d'air à une fréquence de 50 Hz en prenant compte les points en givrage et hors givrage

Les données disponibles ne nous ont pas permis de calculer l'impact de givrage/dégivrage pour une température négative et pour une autre fréquence que 50 Hz, pour cela les résultats expérimentaux de [Flach 2004] décrits au § 3.3.2.3 sont conservés pour prendre en compte l'impact des cycles de givrage/dégivrage dans la modélisation.

La carte de performance en mode froid de la PAC étudiée n'est pas donnée car la plupart du fonctionnement de la machine était sur des faibles charges partielles comme mentionné plus tard, non suffisant pour construire la carte.

3.7.6 Interprétation et discussion des résultats de mesure

La logique de régulation de la PAC est basée sur une consigne de température de départ d'eau. Cette régulation est différente de celle des machines standards qui adoptent une régulation basée sur une consigne de température de retour d'eau. Cette différence de régulation est due au variateur de vitesse qui peut assurer un ajustement fin en adaptant la fréquence du compresseur rapidement.

La puissance absorbée mesurée de la PAC comprend les puissances du compresseur, du variateur de fréquence, de sa résistance de carter, de la carte de régulation, des ventilateurs à vitesse variable et de la pompe de circulation d'eau à vitesse variable.

La consommation de l'ensemble des composants électriques de commande et contrôle (variateur de fréquence + résistance de carter + carte de régulation) lorsque tous les autres composants sont à l'arrêt est de 140 Watts.

La puissance absorbée de la pompe en fonction du débit et de sa vitesse de rotation est résumée dans le tableau suivant :

Vitesse (tr/min)	Débit (m ³ /h)	P _{absorbée} (kW)
1500	5,4	0,36
2400	8,6	1,10
2830	10,1	1,65

Bien qu'à vitesse variable, la pompe fonctionne toujours avec le même débit pour les essais de la PAC dans notre étude, par ailleurs, on constate qu'elle fonctionne même s'il n'y a pas de production de chaud ou de froid.

3.7.7 Validation du modèle global en mode chaud

Les essais in-situ effectués en saison de chauffe ont servi pour valider le modèle thermodynamique global en sa configuration mode chaud. La puissance absorbée par la PAC est estimée avec un écart moyen de 3 % (Figure 3-41), quant à la puissance calorifique elle est surestimée en moyenne de 8 % (Figure 3-42).

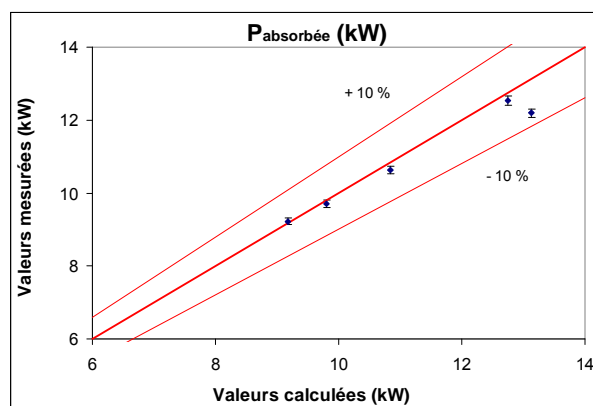


Figure 3-41: Comparaison des puissances absorbées mesurées in-situ et calculées par le modèle de simulation

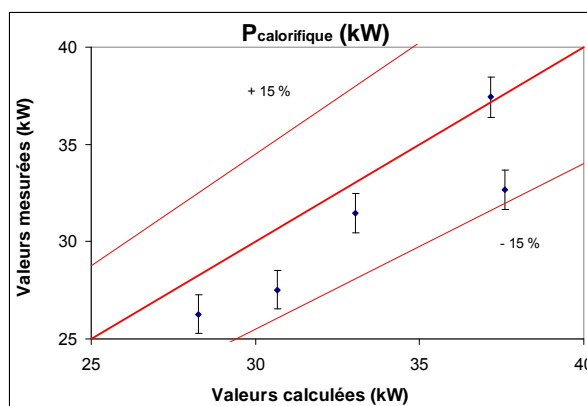


Figure 3-42: Comparaison des puissances calorifiques mesurées in-situ et calculées par le modèle de simulation

La principale raison des écarts est la température du fluide frigorigène à la sortie du compresseur qui est surestimée dans le modèle de compresseur vu qu'on néglige les pertes thermiques vers les parois. A cela s'ajoute les incertitudes expérimentales (développé plus bas), et l'erreur de déclaration du compressoriste sur la valeur de rendement communiquée (la norme EN12900 donne 5 % de tolérance). En effet, la température de sortie de compresseur T_2 calculée est plus élevée environ de 10 à 20 K que la température réelle $T_{2\text{réel}}$.

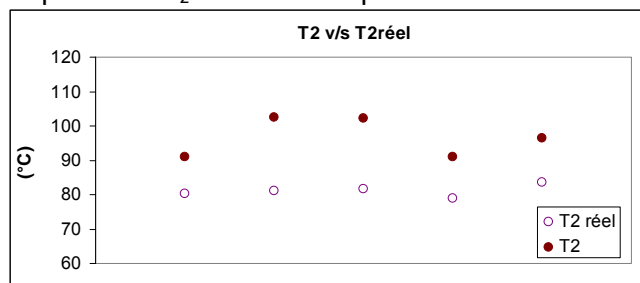


Figure 3-43 : Comparaison des températures à la sortie de compresseur ($T_{2\text{réel}}$) réelles et calculées par le modèle de simulation (T_2)

On ajoute à cela les incertitudes de mesure, par exemple pour le calibrage des PT100 utilisées pour la mesure de la température sur le circuit d'eau, peut se faire jusqu'à 0,02 ou 0,03 °C en bain d'huile homogène, mais il y a derrière toute une chaîne d'incertitudes : positionnement de la PT 100, homogénéité des fluides en conduite, matériau de contact entre sonde et fluide, incertitude de la chaîne d'acquisition du signal électrique, entraînant des corrections éventuelles en fonction de la température, au total prendre 0,1 K sur la différence (en prenant comme hypothèse que le calibrage a été réalisé dans le même bain d'huile on parle de sondes appairées).

3.7.8 Validation du modèle global en mode froid

Les essais in-situ effectués en saison de rafraîchissement en été ont servi pour valider le modèle thermodynamique global en sa configuration mode froid. La puissance absorbée par la PAC est estimée avec un écart moyen de 4 % (Figure 3-44), quant à la puissance frigorifique elle est estimée avec un écart moyen de 11 % et un écart maximal de 15 % comme le montre la Figure 3-45.

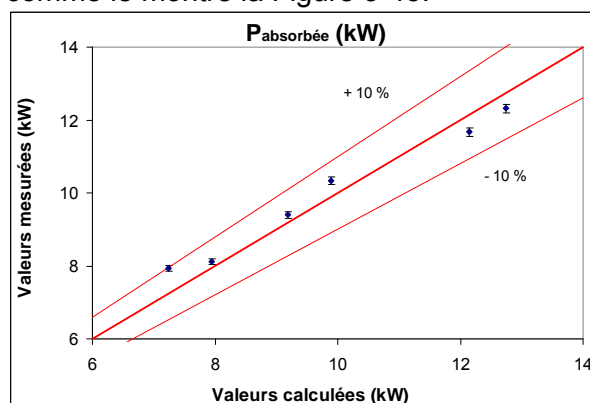


Figure 3-44 : Comparaison des puissances absorbées mesurées in-situ et obtenues par le modèle de simulation

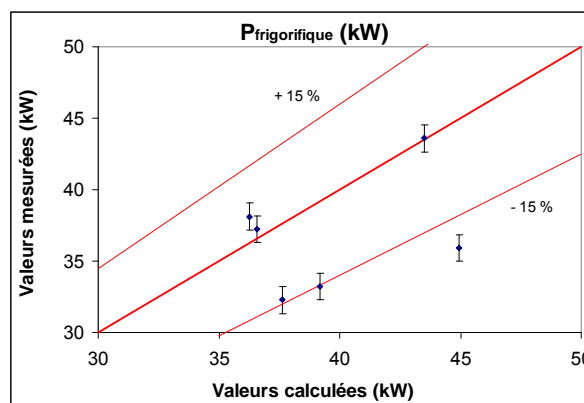


Figure 3-45: Comparaison des puissances frigorifiques mesurées in-situ et obtenues par le modèle de simulation

3.8 Conclusion

Les résultats du modèle thermodynamique de la pompe à chaleur ont été comparés à des mesures réalisées en laboratoire et in-situ. Les écarts entre résultats de simulation et mesures expérimentales sont dus principalement à la surestimation de la température de refoulement du compresseur et aux incertitudes de mesure.

Le modèle est utilisé au chapitre 5 pour évaluer les performances saisonnières de la pompe à chaleur réversible couplée à un bâtiment.

4 Simulation des performances saisonnières d'une pompe à chaleur couplée à un bâtiment

4.1 Introduction

L'étiquetage énergétique des produits est devenu un moyen efficace, notamment d'évaluation et de comparaison des systèmes de climatisation. Aux Etats-Unis, l'Air Conditioning and Refrigeration Institute (ARI) et le Department of Energy (DOE), ont créé des labels et des normes d'efficacité énergétique ; l'ensemble des équipements climatiques sont couverts aujourd'hui. D'autre part en Europe, Eurovent-certification développe des programmes de certification volontaire pour les produits de réfrigération et de conditionnement d'air, et propose un annuaire des produits certifiés. D'autres pays ont également adopté cette méthode de transformation du marché pour leurs produits de climatisation et de chauffage comme le Japon, la Chine, la Corée, etc. [ARI] [Eurovent] [CLASP].

Un index européen de performances des groupes de production d'eau glacée a été établi [Rivière 2004] ; il est similaire à l'index IPLV (Integrated Part Load Ratio) adopté par l'ARI [ARI 550/590]. Des projets de normes pour les pompes à chaleur sont en cours d'élaboration en Europe.

Ce chapitre 4 présente une méthode de calcul des performances saisonnières d'une pompe à chaleur réversible qui se base sur un couplage entre le modèle thermodynamique développé et un modèle de bâtiment.

Le principe est décrit par le schéma ci-après. Le modèle thermodynamique calcule les performances COP ou EER de la PAC pour différents niveaux de charges. Par ailleurs, le modèle de bâtiment fournit, en fonction des données météorologiques, du type du bâtiment et de son usage, les poids énergétiques des différents niveaux de charge, à partir de la réduction de la courbe de besoins annuelle.

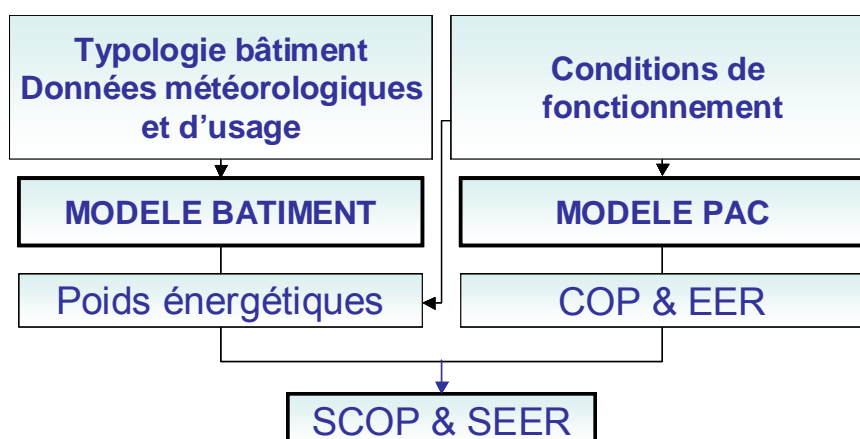


Figure 4-1 : Couplage modèle bâtiment et modèle de pompe à chaleur

Des simulations dynamiques du bâtiment sont réalisées pour une typologie de bâtiments représentatifs du parc tertiaire français [Filfli 2006]. Le modèle de bâtiment est développé sous ConsoClim [ConsoClim] outil de simulation de bâtiment interne au CEP. Ces simulations couvrent différents scénarios thermiques, différents bâtiments (neuf et ancien) et différents climats.

Dans cette thèse, un seul bâtiment est traité ce qui est suffisant pour illustrer la méthode. Il est équipé d'un système de distribution à eau avec ventilo-convecteurs. Cet ensemble bâtiment - PAC est simulé pour différents climats [Annexe 3] [Annexe 5]:

- Rhône-Alpes (Mâcon)
- Nord-Est (Nancy)
- Sud de la France (Nice)
- Région parisienne (Trappes)

4.2 Typologie des bâtiments climatisés par des pompes à chaleur

Nous avons établis la répartition des pompes à chaleur est à 35 % en résidentiel et 65 % en tertiaire exprimée en surface de bâtiments en Europe [Kinab 2008]. On distingue une pompe à chaleur individuelle d'une pompe à chaleur tertiaire par sa puissance thermique, donc une PAC est considérée individuelle si elle délivre une puissance thermique inférieure à 17,5 kW, et tertiaire au delà. Le Tableau 4-1 expose plus finement cette répartition en surface ;

Résidences	Bureaux	Hôpitaux / Bâtiments de santé	Commerce	Hôtels / Restaurants	Autres bâtiments
35 %	20 %	7 %	7 %	13 %	18 %

Tableau 4-1 : Répartition des pompes à chaleur par type de bâtiment en Europe (en % de surface) [Kinab 2008]

Disposant des ventes, on a estimé à partir du nombre d'unités la surface correspondante climatisée (chauffage et/ou rafraîchissement) par l'équation suivante :

$$F = \frac{N \times P}{D} \quad (4.1)$$

où : N est le nombre d'unités, P est la puissance thermique nominale en W, D est la densité de charge exprimée en W/m² et F la surface correspondante en m².

La densité D est estimée en fonction du type de bâtiment, du climat, des pratiques de dimensionnement du pays, etc. Par exemple, une densité de chauffage de 100 W / m² est attribuée à une résidence à Rennes, et de 140 W / m² pour la même résidence, à Nancy, tandis que pour le chauffage des bâtiments commerciaux les densités sont estimées à 60 W / m² à Rennes et à 75 W / m² à Nancy.

Les installations de PAC sont ventilées dans le Tableau 4-2 entre neuf et existant. Pour les résidences et les hôtels/restaurants existants, la plupart des installations correspondent à des remplacements de chaudière, tandis que les installations de PAC en bureaux se font essentiellement en neuf (75 %).

Pour l'instant, on n'observe pas trop de rénovations ou de remplacements de PAC puisqu'elles sont d'installation récente et que leur durée de vie est estimée à 15 ans.

	Résidences	Bureaux	Hôtels / Restaurants
Installation en bâtiments neufs	25 %	75 %	20 %
Première installation en bâtiments existants (remplacement de chaudière ou surface non chauffée)	70 %	20 %	80 %
Rénovation (remplacement pompe à chaleur)	5 %	5 %	0 %
Total	100 %	100 %	100 %

Tableau 4-2 : Type d'installation des pompes à chaleur en Europe (en % de surface [m²]) [Kinab 2008]

En France, le parc de bâtiments du secteur tertiaire se répartit ainsi en surface (m²) [ADEME 2007] :

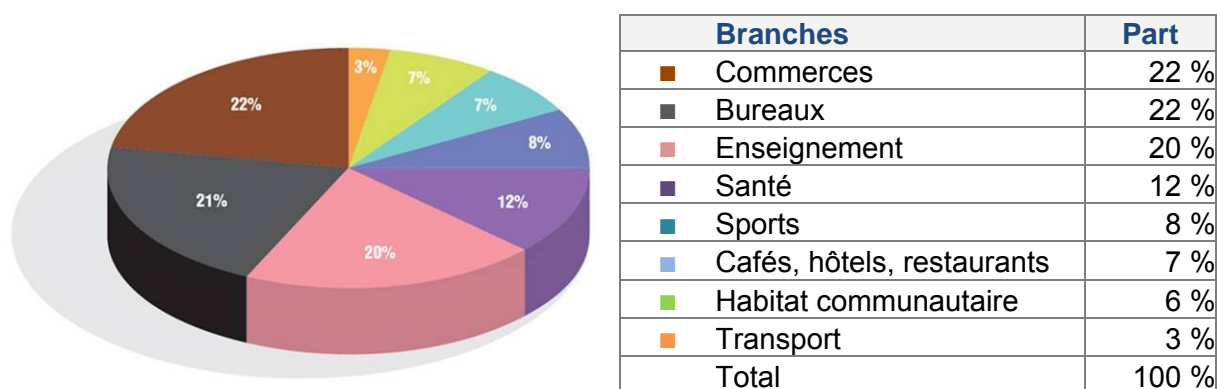


Figure 4-2 : Répartition des types de bâtiments tertiaires français

Les branches “commerces”, “bureaux” et “enseignement” représentent à elles seules environ 64 % de l’ensemble des surfaces chauffées en 2006. La branche “bureaux” représentant 22 % du parc tertiaire français sera retenue dans la suite. La typologie de ce secteur est récapitulée sur le Tableau 4-3 à partir d’une étude de ce parc effectuée par [Filfli 2006] et [Stabat 2007] en trois types :

- Le premier type correspond à des bâtiments de grande taille. Il est subdivisé en trois branches:
 - 1a) Large espace ouvert de bureaux (14 %),
 - 1b) Bureaux cloisonnés (20 %),
 - 1c) Géométrie mince, bureaux cloisonnés (33 %).
- Le deuxième type concerne les bâtiments traditionnels en rénovation. Sa superficie est moyenne et ce type possède moins de baies vitrées que le premier (8 %).
- Le troisième type concerne les petits bâtiments existants dans les zones industrielles péri-urbaines (25 %)

Type du bâtiment	1a	1b	1c	2	3
Part du parc français	14 %	20 %	33 %	8 %	25 %
Surface totale utile	15 000 m ²			5 000 m ²	1 000 m ²
Etages (incluant le RDC)	12			4	2
Hauteur sous plafond	3 m			3 m	2.7 m
Ratio de surface par usage (par rapport à la surface totale utile)					
Bureaux	78 %	55 %	60 %	55 %	58 %
Salle de réunion	16 %	22 %	21 %	22 %	18 %
Sanitaires	3 %	3 %	3 %	3 %	3 %
Circulations	3 %	20 %	16 %	20 %	21 %
Ratio de surface de parois déperditives (par rapport à la surface totale utile)					
Total	45 %	50 %	66 %	67 %	104 %
Parois verticales (opaques et vitrées)	37 %	42 %	58 %	42 %	54 %
Toitures	8 %	8 %	8 %	25 %	50 %
Baies vitrées (verticales)	13 %	17 %	26 %	9 %	21 %
	50% de la surface verticale			27.5 % de la surface verticale	34 % de la surface verticale

Tableau 4-3 : Caractéristiques générales des bâtiments de bureaux français

4.3 Modélisation dynamique du bâtiment de référence

Dans ce paragraphe, les caractéristiques du bâtiment sont présentées. Une méthode de réduction des courbes de charges annuelles obtenues par simulation est également présentée.

4.3.1 Modélisation du bâtiment

La modélisation du bâtiment est réalisée à l'aide du logiciel ConsoClim développé en collaboration entre le CEP et le CSTB. Il a servi de base algorithmique au cœur de calcul réglementaire français [ConsoClim 2005]. Les données nécessaires pour conduire un calcul de consommation se situent à plusieurs niveaux :

A l'échelle du bâtiment complet :

- des données météorologiques conventionnelles ou réelles au pas de temps horaire ;
- la perméabilité du bâtiment.

A l'échelle des pièces, le bâtiment est découpé en zones thermiquement homogènes appelées UTH. Pour chacune de ces UTH, il faut décrire :

- les scénarios d'occupation et de charges internes ;
- les caractéristiques des émetteurs de froid et de chaud ;
- les caractéristiques des parois extérieures (parois opaques, vitrages, protections solaires et leur gestion) ;
- l'éclairage et sa gestion ;
- les caractéristiques de la ventilation (débits, gestion...) ;
- les consignes de température fixées dans chaque UTH.

Dans notre cas, un calcul en « besoins » est suffisant. Il suffit alors de renseigner les entrées relatives à l'enveloppe, l'occupation, la ventilation, l'éclairage, la consigne, la perméabilité et la météo. On calcule heure par heure en régime dynamique les besoins en froid et/ou en chaud des zones du bâtiment. Ceci permet alors le couplage avec le modèle thermodynamique de PAC.

Les données météorologiques sont celles de la réglementation thermique française qui correspondent à des années types établies à partir de trente années réelles (1960 – 1990).

4.3.2 Description du bâtiment servant de référence

Le bâtiment choisi pour les simulations est un bureau de type 3 qui correspond au cas de petits bâtiments que l'on rencontre dans les zones industrielles ou les pépinières d'entreprise. La Figure 4-3 donne une représentation de l'aménagement intérieur de l'édifice. Sa surface est de 1000 m² [Filfli, 2006].

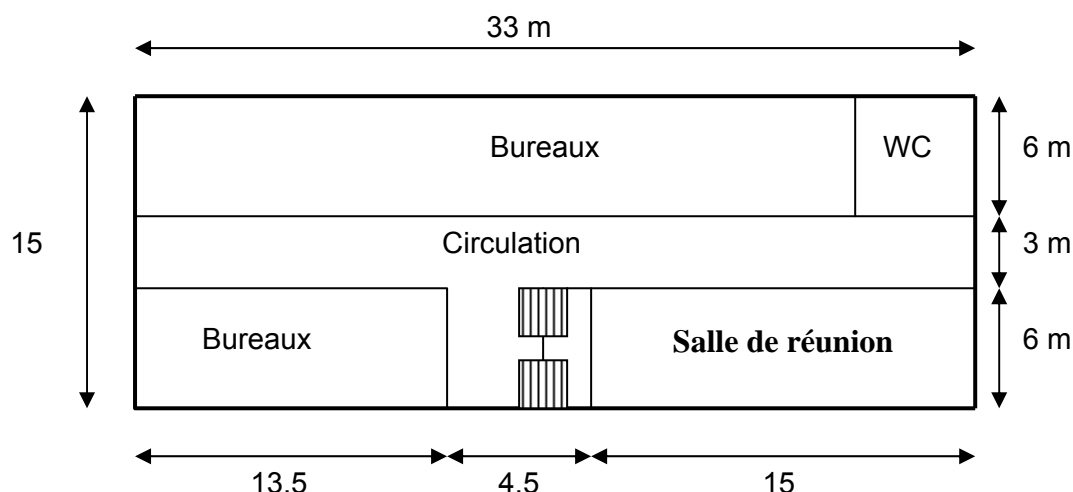


Figure 4-3 : Décomposition en zones du bâtiment de bureaux

Le bâtiment est orienté N-S sur la Figure 4-3.

	Total	Bureaux	Salles de réunion	Sanitaires	Circulations
Ratio de surface	100	54	18	3	25

Tableau 4-4 : Ratio de surface des zones du bâtiment

▪ Caractéristiques thermiques de l'enveloppe

Les valeurs retenues pour le cas de base peuvent paraître peu exigeantes au regard de la réglementation thermique. Notons cependant que l'application rigoureuse de la réglementation thermique demande de traiter les ponts thermiques, l'isolation du plancher ce qui grève le coefficient global $U_{\text{bât}}$. Les ponts thermiques sont comptés dans le coefficient des parois opaques et l'isolation du plancher est parfaitement réalisée.

U [W/m²K]	Parois opaques	Baies	Toitures
Valeurs retenues	0,6	3	0,3
Valeurs de référence RT 2000	0,4 pour les zones H1 et H2 (*) 0,47 pour la zone H3	2 pour les zones H1 et H2 2,35 pour la zone H3	0,23 pour les zones H1 et H2 0,3 pour la zone H3
Exigence minimale	0,47	2,9	0,36

Tableau 4-5 : Valeurs des coefficients U en W/m²K
(*) Les zones H1, H2, H3 sont indiqués dans l'annexe 3

▪ Caractéristiques des vitrages

Il n'y a, à proprement parler, pas d'exigence sur le facteur solaire des vitrages dans le cas d'un bâtiment tertiaire non climatisé, la réglementation demande que la température intérieure conventionnelle T_{ic} soit inférieure à $T_{\text{ic,ref}}$ calculée avec des valeurs de référence. Les valeurs de référence des facteurs solaires dépendent de l'orientation, de la classe d'inertie, de l'exposition au bruit et de la zone climatique. Pour le cas de base, nous retenons la valeur de 0,6 pour une baie sans protection solaire et 0,2 pour une baie avec protection solaire. La transmission lumineuse d'une baie sans protection solaire est de 0,6 et est de 0,2 avec protections solaires.

▪ Caractéristiques d'usage du bâtiment

Les caractéristiques d'usage des bâtiments permettent de déterminer les apports de chaleur internes. Ainsi, le nombre de personnes, les équipements de bureautique et la puissance

d'éclairage sont définis par type de locaux. On définit ensuite des scénarios d'occupation et d'apports internes.

▪ Profil d'occupation et de charge interne

Bureaux

Le dimensionnement des installations est généralement effectué avec les hypothèses d'une personne pour 12 m² et d'un apport interne de 15 W/m². Ces conditions, sévères, de dimensionnement ne sont qu'exceptionnellement rencontrées. Nous supposons qu'au mieux les bureaux sont occupés à 80 % et que les apports internes sont au maximum de 80 % de la valeur de dimensionnement. Les Figure 4-3 et Figure 4-4 représentent les profils d'occupation et d'apports internes.

Ces profils sont issus de résultats de campagnes de mesures sur des bâtiments effectuées par le CSTB et repris par [Filfli 2006]. La puissance d'éclairage installée est de 18 W/m², le taux d'utilisation de l'éclairage sera le résultat d'un calcul.

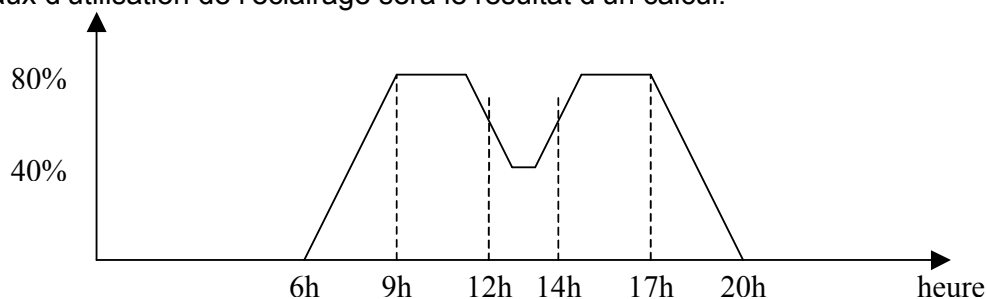


Figure 4-4 : Profil d'occupation dans les bureaux par rapport au maximum

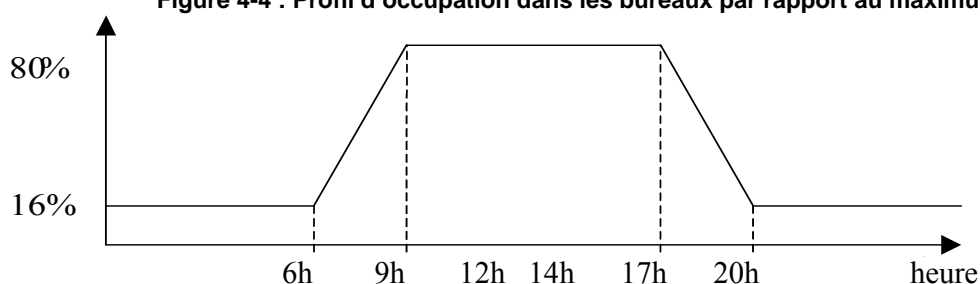


Figure 4-5 : Profil d'apports internes dans les bureaux par rapport au maximum

Salle de réunion

Les salles de réunion sont dimensionnées pour accueillir une personne par 3,5 m². On suppose qu'il n'y a pas de matériel informatique installé. La Figure 4-6 montre le profil d'occupation retenu.

Le profil retenu est issu de campagnes de mesures effectuées par le CSTB. La puissance d'éclairage installée est équivalente à celle des bureaux.

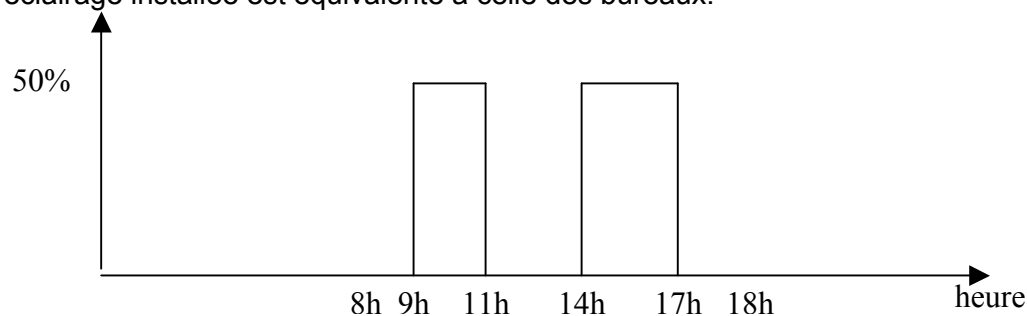


Figure 4-6 : Profil d'occupation des salles de réunion

Circulations et sanitaires

Nous ne considérons pas d'occupation dans les espaces de circulation, la puissance d'éclairage installée est de 12 W/m². On ne considère pas d'occupation dans les sanitaires, la puissance d'éclairage installée est de 6 W/m².

- Températures de consigne

Les températures de consigne sont de 20 °C en chauffage, et de 25 °C en rafraîchissement. On suppose un réduit à 15 °C en chauffage en période d'inoccupation, le redémarrage intervient 2 h avant le redémarrage de la ventilation sauf le lundi où le redémarrage a lieu 6 h avant. La climatisation est à l'arrêt en dehors des périodes de ventilation.

- Gestion de la ventilation

La ventilation fonctionne de 8 h à 20 h les jours de semaine et est à l'arrêt durant le reste du temps. Ce bâtiment a aussi été adapté pour être représentatif du parc de bureaux anciens (en reprenant le standard de la RT 1988).

Pour fixer les idées, la consommation annuelle de chauffage (production par chaudière), de froid, d'éclairage, et auxiliaires (en énergie finale) des bâtiments modélisés pour le système de type ventilo-convecteurs 4 tubes en zone H3 à Marseille pour le climat de l'année 1999 s'élève à :

181 kWh/m² (bâtiment au standard RT 2000)

332 kWh/m² (bâtiment ancien respectant la RT 1988)

La répartition des consommations respecte les caractéristiques moyennes du parc français issues des guides sectoriels de l'ADEME.

	Bâtiment ancien	Bâtiment neuf
Eclairage (kWh/m ²)	40,4	40,6
Auxiliaire (kWh/m ²)	52,4	25,2
Production froid (kWh/m ²)	31,8	23,3
Production chaud ^(*) (kWh/m ²)	180,1	65,3
Appareils électriques (kWh/m ²)	27,1	27,1
TOTAL	331,8	181,5

Tableau 4-6 : Consommations de référence annuelle des bureaux par usage

^(*) la consommation de chauffage indiquée correspond à celle d'une chaudière alimentant les ventilo-convecteurs. Celle-ci sera remplacée par la pompe à chaleur.

4.3.3 Dimensionnement des systèmes thermiques

Un système sous-dimensionné risque de ne pas respecter la consigne fixée, alors qu'un système surdimensionné a un effet direct sur la consommation du système – surtout du fait des auxiliaires ; son coût d'investissement serait également excessif.

Dans ce travail, le dimensionnement de la PAC en mode froid est basé sur les besoins maximums de rafraîchissement. Ce dimensionnement est supposé idéal, et calculé à partir des besoins horaires.

En mode chaud, la puissance disponible résulte du dimensionnement en mode froid (machines réversibles). Les éventuels besoins supplémentaires de chauffage non couverts seront satisfaits par un appoint.

Dans ce qui suit, on retiendra un dimensionnement « sans appoint ». Le dimensionnement de la PAC sera issu des simulations des besoins thermiques du bâtiment servant de référence en fonction des zones climatiques dans le Tableau 4-11.

4.3.4 Réduction des courbes de charges

Les résultats des simulations menées constituent une courbe de besoins thermiques horaires en fonction de la température extérieure pour un climat et un type de bâtiment donnés. Dans l'esprit des méthodes d'étiquetage, nous allons simplifier le couplage du modèle bâtiment avec le modèle thermodynamique par réduction de la courbe de charge annuelle du bâtiment constituée de 8760 points en quelques points représentatifs [Annexe 4].

Les points représentatifs de la courbe de charge annuelle caractérisés par leur poids énergétique et une température extérieure, sont séparés entre mode chaud et mode froid.

A chaque niveau de charge, on associe une température de fonctionnement et un poids énergétique (analogue à la méthodologie ESEER). Il est à noter que le taux de charge est calculé relativement à la puissance de la PAC (mode chaud ou mode froid) pour la température de dimensionnement retenue. Ceci implique que les taux de charge ne sont pas directement transcritibles en taux de puissance (pour cela il faudrait que le taux de charge soit calculé relativement à la puissance de la PAC – mode chaud ou mode froid – correspondant à la température extérieure moyenne de fonctionnement et à la température d'eau).

4.4 Simulations de différents scénarios thermiques en vue d'une optimisation saisonnière

Les simulations réalisées sous ConsoClim du bâtiment de référence choisi pour différents climats français et pour une configuration de bâtiment ancien et neuf, sont maintenant présentées.

4.4.1 Description de la demande thermique des différents climats français

La RT2005 distingue 8 zones climatiques H1a, H1b, H1c, H2a, H2b, H2c, H2d, et H3 en France métropolitaine comme le montre la carte de la Figure 4-7 ci-contre [Annexe 3].

Les simulations se font sur la base de 5 climats: Trappes représentatif des zones H1a, H2a et H2b, Nancy représentatif de la zone H1b, Mâcon représentatif de la zone H1c et H2d, et Nice représentatif de la zone H3.

Nice a un climat méditerranéen doux en hiver et chaud en été, Mâcon représente un climat continental tempéré, influencé par la proximité des montagnes, Nancy a un climat continental, quant à Trappes le climat est un mélange de climat océanique et continental.



Figure 4-7 : Zones climatiques françaises

La Figure 4-8 présente les occurrences des températures extérieures à Nice, Nancy, Mâcon, et Trappes pour des données météorologiques annuelles de référence de la RT2005

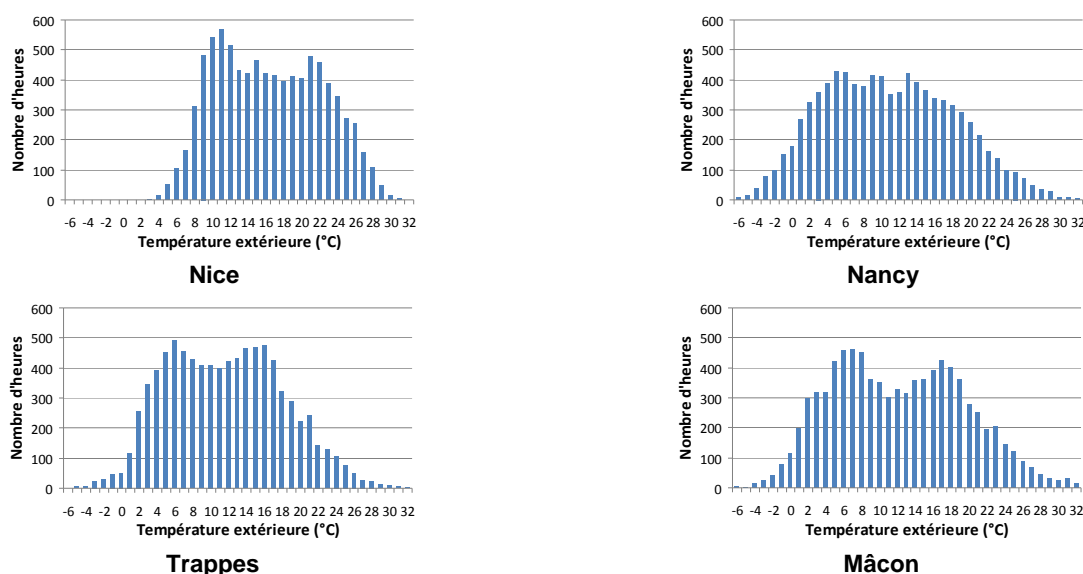


Figure 4-8 : Occurrences des températures extérieures pour une année type dans les 5 climats considérés

La température extérieure est supérieure à 25 °C durant 591 heures (6,7 %) à Nice contre seulement 128 heures à Nancy (1,5 %), d'autre part la température est inférieure à 15 °C durant 4078 heures (46,6 %) à Nice, contre 6273 heures à Nancy (71,6 %)

	Nice	Nancy	Mâcon	Trappes
Nb d'heures à température > 25 °C	591	210	302	128
En % (par rapport à 8760)	6,7%	2,4%	3,4%	1,5%
Nb d'heures à température < 15 °C	4078	6273	5576	6115
En % (par rapport à 8760)	46,6%	71,6%	63,7%	69,8%

Tableau 4-7 : Occurrences des températures extérieures par rapport à 25 °C et 15 °C

4.4.2 Signature énergétique du bâtiment de référence

Dans ce paragraphe on présente la répartition des besoins thermiques horaires en fonction de la température extérieure pour le bâtiment de référence (§ 4.3.2). Cette présentation étant illustrative, nous nous limitons au climat de Mâcon dans ce paragraphe, les autres climats de Nice, Nancy, et Trappes sont présentés dans l'annexe 5. Les besoins de chauffage sont tracés en couleur orange et les besoins de refroidissement en couleur bleue.

4.4.2.1 Bâtiment ancien

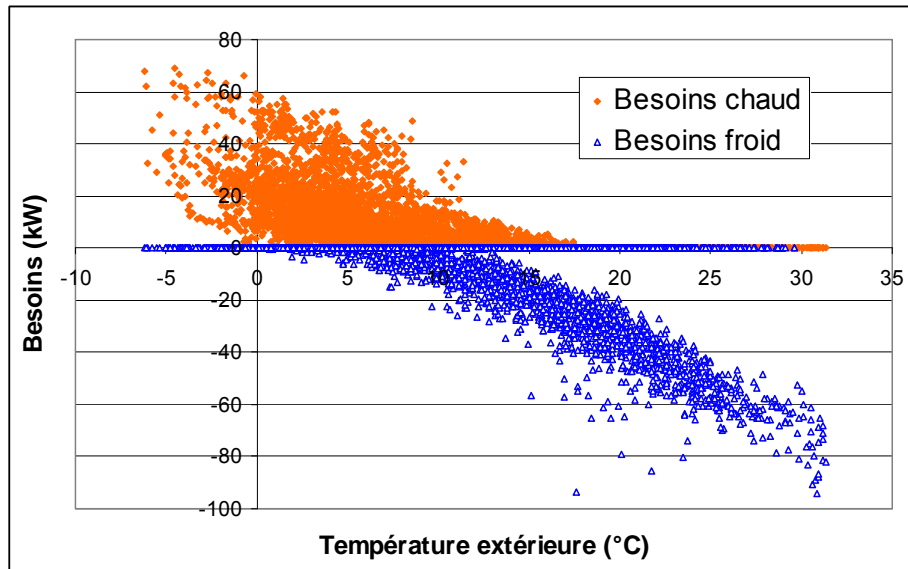


Figure 4-9 : Courbe de charge d'un bâtiment ancien à Mâcon (avec un ralenti de nuit)

Le ralenti de nuit ou de période d'inoccupation (réduction de la température de consigne de chauffage de 20 °C à 15 °C) se traduit par une large dispersion des besoins de chauffage : réduction de la puissance et relance.

4.4.2.2 Bâtiment neuf

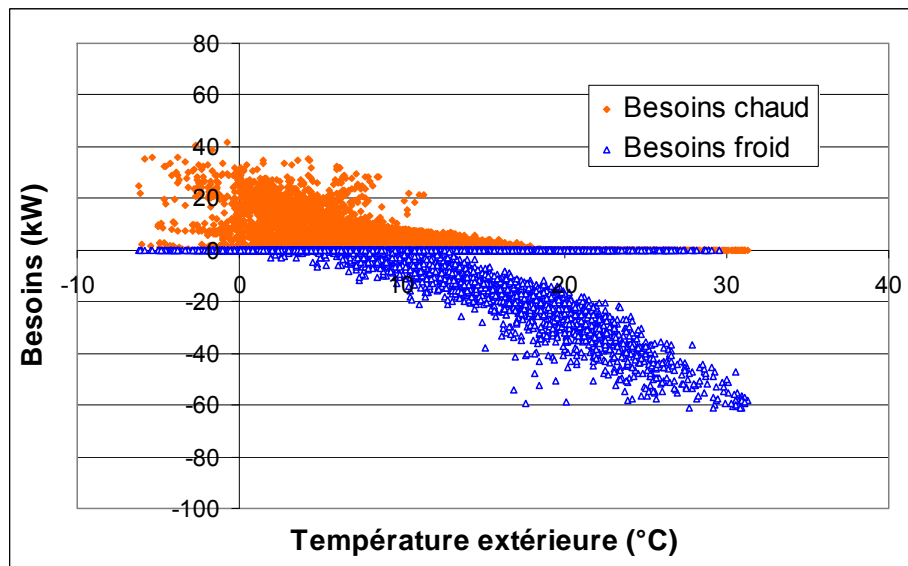


Figure 4-10 : Courbe de charge d'un bâtiment neuf à Mâcon (avec un ralenti de nuit)

Les points à puissance nulle correspondent à des arrêts du système en fonction de la programmation horaire. Pour chacun des 2 bâtiments et pour chaque climat, on détermine les 2 températures de dimensionnement en chaud T_{dim_chaud} et en froid T_{dim_froid} qui

correspondent respectivement à des puissances calorifiques $P_{dim_chaud}(T_{dim_chaud})$ et frigorifiques $P_{dim_chaud}(T_{dim_froid})$ maximales. Ceci donne la puissance de la PAC à ce régime de température.

	Bâtiment ancien (1000 m ²)	Bâtiment neuf (1000 m ²)
Mode chaud	$T_{dim_chaud} = -6,2\text{ °C}$ $P_{dim_chaud}(T_{dim_chaud}) = 67,6\text{ kW}$	$T_{dim_chaud} = -2,7\text{ °C}$ $P_{dim_chaud}(T_{dim_chaud}) = 40,5\text{ kW}$
Mode froid	$T_{dim_froid} = 30,8\text{ °C}$ $P_{dim_chaud}(T_{dim_froid}) = 94,1\text{ kW}$	$T_{dim_froid} = 30,9\text{ °C}$ $P_{dim_chaud}(T_{dim_froid}) = 61,4\text{ kW}$

Tableau 4-8 : Températures et puissances de dimensionnement en chaud et en froid pour la PAC d'un bâtiment ancien ou neuf

4.4.2.3 Réduction des courbes de charges à N points

La réduction de la courbe de charge à N points représentatifs consiste à agréger l'ensemble des besoins à N taux de charge de 0 % à 100 %. N peut être 5 ou 10, une étude de sensibilité au § 4.6 justifiera le choix de N. La méthode de réduction est présentée pour 5 points, et ensuite le calcul de performances saisonnières au § 4.5 est effectué pour une base de 10 points présentée au § 4.4.3.

On rappelle que le taux de charge se réfère à la puissance de la PAC en mode chaud ou en mode froid à pleine puissance à la température de dimensionnement retenue :

$$\tau_{chaud} = \frac{P_{chaud}}{P_{dim_chaud}(T_{dim_chaud})} \quad \tau_{froid} = \frac{P_{froid}}{P_{dim_froid}(T_{dim_froid})} \quad (4.2)$$

Les résultats de la réduction sont reportés sur les Figure 4-12 et Figure 4-13. Les points représentent les taux de charge, en modes chaud et froid.

Le poids énergétique étant le rapport de la somme de besoins apparaissant à une température donnée et les besoins annuels, s'exprime :

$$Poids(T_j) = \frac{\sum Besoins_i(T_j)}{\sum Besoins_i} \quad (4.3)$$

La réduction de la courbe de charge annuelle d'un bâtiment constituée de 8760 points horaires (Température T_i ; charge Ch_i), à quelques points représentatifs est réalisée en fixant les taux de charge et en calculant les températures et poids correspondants. Les charges (besoins) Ch_i (Wh) sont normées L_i en les divisant par la charge maximale Ch_{max} , ensuite un test est fait pour situer cette charge normée L_i dans un intervalle :

- $L_1 = 20\%$
- $L_2 = 40\%$
- $L_3 = 60\%$
- $L_4 = 80\%$
- $L_5 = 100\%$

Si L_i tombe entre L_1 et L_2 par exemple, elle sera partagée entre L_1^1 et L_2^2 comme suit :

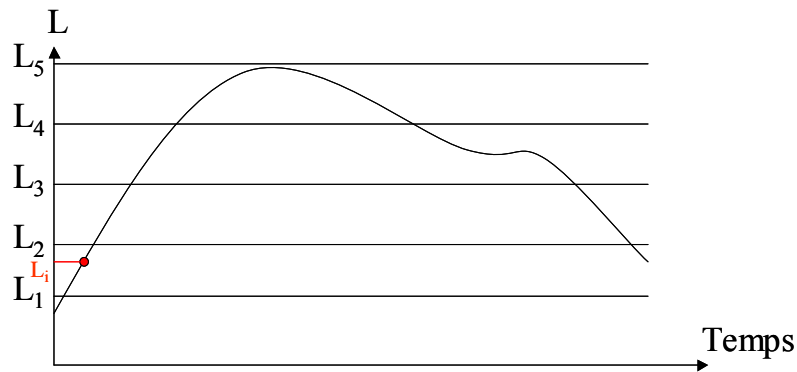


Figure 4-11 : Courbe de charge (besoin) normée

$$L_i^2 = L_i \cdot \frac{L_i - L_1}{L_2 - L_1} \quad (4.4)$$

$$L_i^1 = L_i \cdot \frac{L_2 - L_i}{L_2 - L_1} \quad (4.5)$$

De même, la température correspondante T_i sera répartie entre T_i^2 et T_i^1

$$T_i^2 = T_i \cdot L_i^2 \quad (4.6)$$

$$T_i^1 = T_i \cdot L_i^1 \quad (4.7)$$

Par suite, les températures et les poids correspondants sont calculés par :

$L_1 = 20 \%$	$T_1 = \frac{\sum T_i^1}{\sum L_i^1}$	$P_1 = \frac{\sum L_i^1}{\sum L_i}$
$L_2 = 40 \%$	$T_2 = \frac{\sum T_i^2}{\sum L_i^2}$	$P_2 = \frac{\sum L_i^2}{\sum L_i}$
$L_3 = 60 \%$	$T_3 = \frac{\sum T_i^3}{\sum L_i^3}$	$P_3 = \frac{\sum L_i^3}{\sum L_i}$
$L_4 = 80 \%$	$T_4 = \frac{\sum T_i^4}{\sum L_i^4}$	$P_4 = \frac{\sum L_i^4}{\sum L_i}$
$L_5 = 100 \%$	$T_5 = \frac{\sum T_i^5}{\sum L_i^5}$	$P_5 = \frac{\sum L_i^5}{\sum L_i}$

Une deuxième approche consisterait à fixer les températures et à calculer les taux de charge et poids correspondants. Elle est décrite dans l'annexe 4. Toutefois, dans cette étude, la première approche présentée ci-dessus plus simple, est préférée.

On note que la réduction prend en compte uniquement les taux de charge horaires non nuls. Les puissances de résistances de carter et de veille à l'arrêt de la PAC seront prises en compte dans le chapitre 5 pour calculer la consommation électrique totale de la PAC.

Les 8760 points horaires obtenus par la simulation du bâtiment sont donc réduits à 5 points en mode froid et 5 en mode chaud comme décrit dans la Figure 4-12 et la Figure 4-13.

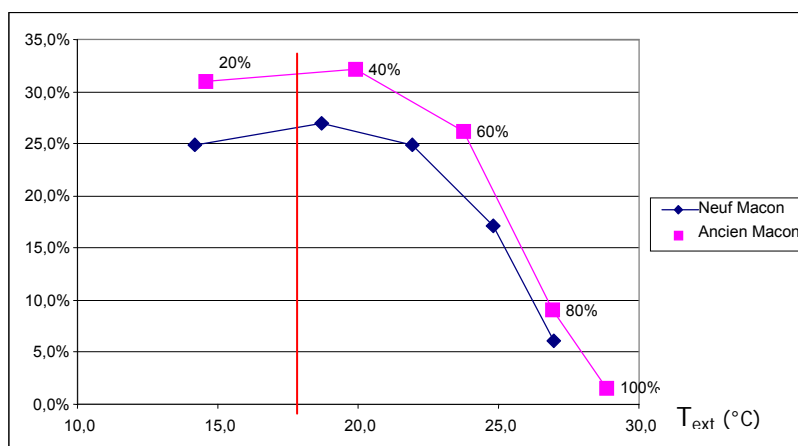


Figure 4-12 : Poids des différents taux de charge en mode froid pour les bâtiments neufs et anciens à Mâcon

On déduit que le fonctionnement moyen⁴ à Mâcon (du point de vue énergétique) correspond à une température d'environ 18 °C en mode refroidissement et un taux de charge de l'ordre de 35 %.

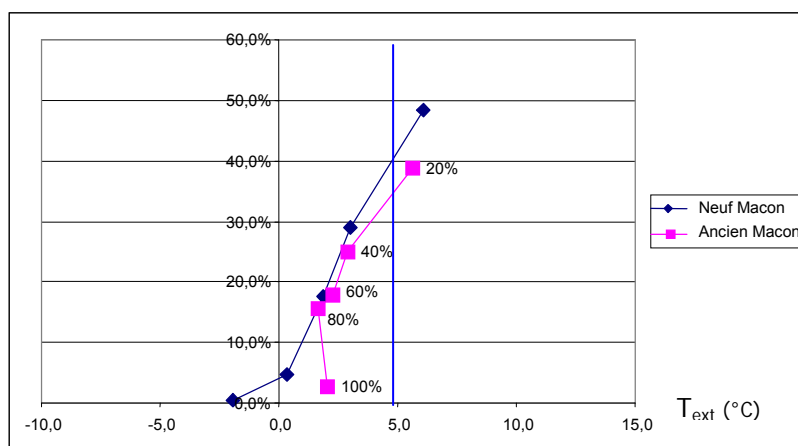


Figure 4-13 : Poids des différents taux de charge en mode chaud pour les bâtiments neuf et ancien à Mâcon

Le fonctionnement moyen (du point de vue énergétique) correspond à une température d'environ 5 °C en mode chauffage et à un taux de charge de l'ordre de 30 %.

On note que l'irrégularité observée en mode chaud est due à l'effet du réduct de température en fonction du taux de charge. (Les poids à 100 % correspondent à des relances du chauffage le matin pour des températures extérieures très différentes de la température nominale).

4.4.3 Synthèse des résultats obtenus pour les différents climats étudiés

Les résultats de simulation pour les différents climats traités (Nice, Nancy, Mâcon, Trappes, et Rennes) sont récapitulés dans le Tableau 4-9 pour le bâtiment ancien et dans le Tableau 4-10 pour le bâtiment neuf, en termes de besoins annuels. La puissance frigorifique

⁴ Le fonctionnement moyen est le résultat d'observation des fréquences cumulées de température extérieure. (Occurrence)

maximale et la température extérieure correspondante en mode froid sont aussi présentées ainsi que la puissance calorifique maximale et la température extérieure en mode chaud.

	Nice	Nancy	Mâcon	Trappes
Besoins froid [MWh]	82,2	43,3	51,1	39,2
P_{max} [kW]	100,2	120,3	94,1	89,1
T(P_{max}) [°C]	28,6	18,6	30,8	17,2
Besoin chaud [MWh]	34,3	78,5	56,3	65,8
P_{max} [kW]	59,9	85,1	67,6	70,2
T(P_{max}) [°C]	2,4	-9,5	-6,2	-3,5

Tableau 4-9 : Besoins et puissances du bâtiment ancien de référence pour 4 climats

	Nice	Nancy	Mâcon	Trappes
Besoins froid [MWh]	65,5	26,3	38,7	23,4
P_{max} [kW]	66,2	64	61,4	52,3
T(P_{max}) [°C]	26,5	31,2	30,9	26,7
Besoin chaud [MWh]	6,2	32,0	27,7	27,2
P_{max} [kW]	28,9	47,3	40,5	42,6
T(P_{max}) [°C]	6,2	-10,3	-2,7	2,0

Tableau 4-10: Besoins et puissances du bâtiment neuf de référence pour 4 climats

Le dimensionnement est effectué pour des conditions nominales de température, en mode froid pour une température d'air de 35 °C et une température d'eau de 7 °C et en mode chaud pour une température d'air de 7 °C et une température d'eau de 45 °C.

	Dimensionnement	
	Froid 35/7	Chaud 7/45
	W/m²	W/m²
Mâcon neuf	58,1	66,4
Mâcon ancien	89,0	101,8
Nancy neuf	60,8	69,5
Nancy ancien	98,0	112,1
Trappes neuf	46,9	53,7
Trappes ancien	71,4	81,7
Nice neuf	59,2	67,7
Nice ancien	92,0	105,2

Tableau 4-11 : Puissances nominales et besoins annuels (voir aussi Annexe 5)

Les courbes de charges sont réduites à 10 points (10 %, 20 %, 30 %, ..., 100 %) en fonction du taux de charge, du poids et de la température extérieure pour les climats considérés pour les bâtiments anciens (Figure 4-14) et neufs (Figure 4-15) dans les deux modes froid et chaud.

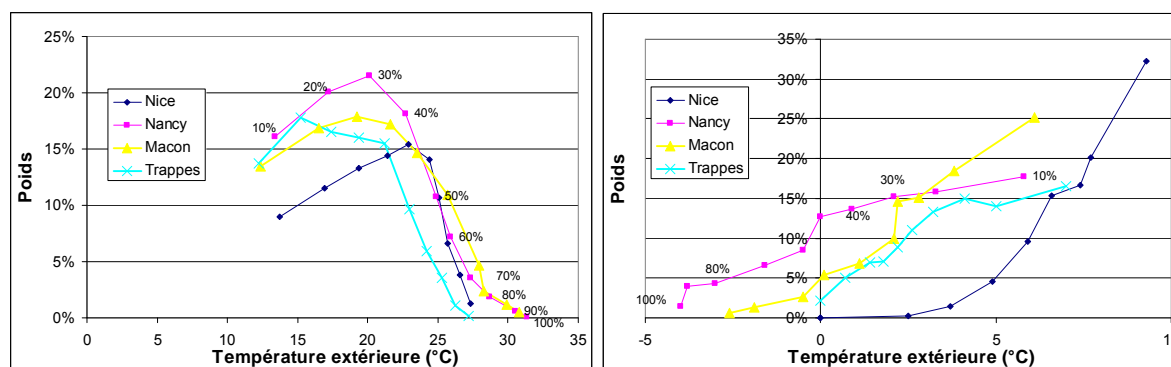


Figure 4-14: Différents couples (taux de charge, température) pour le bâtiment ancien dans les différents climats – mode froid à gauche et mode chaud à droite

Le fonctionnement moyen dépend de la zone géographique du bâtiment et de son type. En effet, le fonctionnement moyen pour un bâtiment ancien à Trappes en mode froid correspond à une température de 17 °C et un taux de charge de 32 % alors qu'à Nice le fonctionnement moyen correspond à une température d'environ 20 °C et un taux de charge de l'ordre de 40 %.

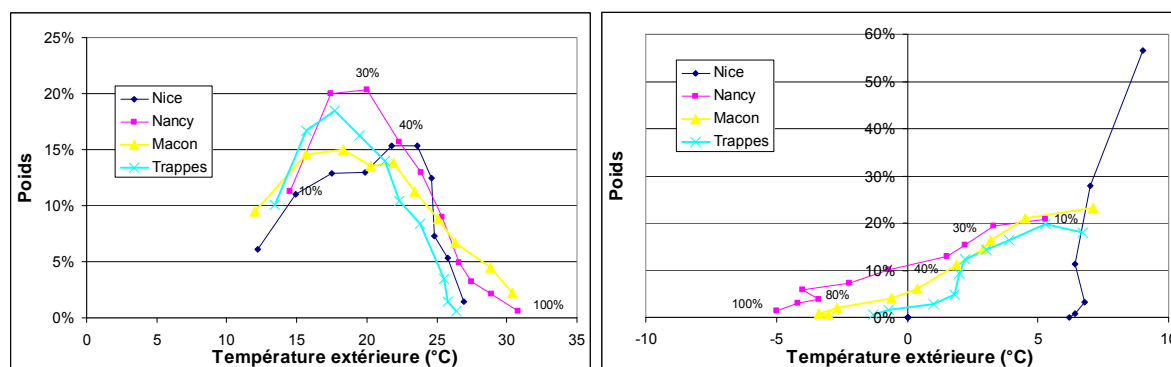


Figure 4-15 : Différents couples (taux de charge, température) pour le bâtiment neuf dans les différents climats – mode froid à gauche et mode chaud à droite

De même pour un bâtiment neuf à Trappes en mode chaud, le fonctionnement moyen correspond à une température de 5 °C à un taux de charge de 35 à 40 %, alors qu'à Nice il est à 8 °C à un taux de charge de 10 à 15 %.

Les valeurs employées dans les courbes de réduction sont reportées dans les Tableau 4-12 et Tableau 4-13 :

Bâtiment Ancien (RT 1988)		Nice		Nancy		Mâcon		Trappes	
Mode chaud	% charge	T [°C]	Poids	T [°C]	Poids	T [°C]	Poids	T [°C]	Poids
	10%	9,3	32,2%	5,8	17,7%	6,1	25,2%	7,0	16,6%
	20%	7,7	20,1%	3,3	15,8%	3,8	18,5%	5,0	14,0%
	30%	7,4	16,7%	2,1	15,2%	2,8	15,1%	4,1	15,0%
	40%	6,6	15,3%	0,9	13,7%	2,2	14,6%	3,2	13,3%
	50%	5,9	9,6%	0,0	12,7%	2,1	9,9%	2,6	11,0%
	60%	4,9	4,5%	-0,5	8,5%	1,1	6,8%	2,2	8,9%
	70%	3,7	1,4%	-1,6	6,6%	0,1	5,4%	1,8	7,1%
	80%	2,5	0,2%	-3,0	4,3%	-0,5	2,6%	1,4	7,0%
	90%	0,0	0,0%	-3,8	3,9%	-1,9	1,3%	0,7	5,0%
	100%	0,0	0,0%	-4,0	1,4%	-2,6	0,6%	0,0	2,2%

Mode froid	% charge	T [°C]	Poids	T [°C]	Poids	T [°C]	Poids	T [°C]	Poids
	10%	13,7	9,0%	13,4	16,1%	12,4	13,5%	12,2	13,7%
	20%	16,9	11,5%	17,2	20,1%	16,5	16,9%	15,2	17,8%
	30%	19,4	13,3%	20,1	21,5%	19,2	17,9%	17,4	16,5%
	40%	21,4	14,4%	22,7	18,1%	21,6	17,2%	19,4	16,0%
	50%	22,9	15,4%	24,9	10,8%	23,5	14,7%	21,2	15,5%
	60%	24,4	14,1%	25,9	7,2%	25,7	10,9%	23,0	9,7%
	70%	25,1	10,7%	27,3	3,6%	27,9	4,7%	24,2	5,9%
	80%	25,7	6,6%	28,7	1,9%	28,3	2,4%	25,3	3,6%
	90%	26,6	3,8%	30,5	0,6%	29,9	1,2%	26,2	1,1%
	100%	27,3	1,3%	31,3	0,1%	30,8	0,5%	17,2	0,2%

Tableau 4-12: Température moyenne de fonctionnement et poids énergétique associé caractérisant le bâtiment ancien simulé

Bâtiment Neuf (RT 2000)		Nice		Nancy		Mâcon		Trappes	
% charge		T [°C]	Poids	T [°C]	Poids	T [°C]	Poids	T [°C]	Poids
Mode chaud	10%	9,0	56,5%	5,3	20,8%	7,1	23,2%	6,7	18,0%
	20%	7,0	27,8%	3,3	19,4%	4,5	21,1%	5,3	19,7%
	30%	6,4	11,4%	2,2	15,4%	3,2	16,3%	3,9	16,4%
	40%	6,8	3,3%	1,5	12,9%	2,9	14,6%	3,0	14,3%
	50%	6,4	0,8%	-0,7	10,1%	1,9	11,2%	2,2	12,4%
	60%	6,2	0,0%	-2,2	7,3%	0,4	6,1%	2,0	9,2%
	70%	0,0	0,0%	-4,0	5,8%	-0,6	4,0%	1,8	4,8%
	80%	0,0	0,0%	-3,4	3,8%	-2,7	2,1%	1,0	2,8%
	90%	0,0	0,0%	-4,2	3,1%	-3,4	0,8%	-0,7	1,7%
	100%	0,0	0,0%	-5,0	1,5%	-3,0	0,7%	-1,3	0,7%
% charge		T [°C]	Poids	T [°C]	Poids	T [°C]	Poids	T [°C]	Poids
Mode froid	10%	12,2	6,1%	14,5	11,3%	12,0	9,5%	13,4	10,1%
	20%	14,9	11,0%	17,4	20,0%	15,7	14,6%	15,7	16,7%
	30%	17,5	12,9%	20,0	20,3%	18,3	15,0%	17,7	18,5%
	40%	19,9	13,0%	22,3	15,7%	20,3	13,6%	19,5	16,3%
	50%	21,8	15,3%	23,9	13,0%	21,9	13,8%	21,3	14,0%
	60%	23,6	15,3%	25,4	9,0%	23,4	11,3%	22,3	10,4%
	70%	24,6	12,5%	26,6	4,9%	25,1	8,8%	23,8	8,4%
	80%	24,8	7,3%	27,5	3,2%	26,3	6,7%	25,5	3,5%
	90%	25,8	5,3%	28,9	2,1%	28,8	4,5%	25,8	1,4%
	100%	26,9	1,4%	30,8	0,6%	30,4	2,2%	26,4	0,6%

Tableau 4-13 : Température moyenne de fonctionnement et poids énergétique associé caractérisant le bâtiment neuf simulé

4.5 Calcul des performances saisonnières SCOP et SEER

Après avoir réduit la courbe de charge horaire d'un bâtiment de 8760 points à 10 points de taux de charge répartis de 10% à 100% caractérisés par une température extérieure moyenne de fonctionnement et un poids énergétique associé, pour le mode froid et le mode chaud, le modèle thermodynamique de PAC calcule le COP ou EER pour chaque point. Ensuite les performances saisonnières SCOP & SEER sont déduites suivant les formules suivantes :

$$\begin{aligned}
 SCOP &= \frac{B_{\text{chaud}}}{C_{\text{électriques}}} & (4.8) \\
 SCOP &= \frac{\sum_{i=1}^{10} P_{\text{calo}_i} \cdot n_i}{\sum_{i=1}^{10} \frac{P_{\text{calo}_i} \cdot n_i}{COP_i}} = \frac{1}{\sum_{i=1}^{10} \frac{P_{\text{calo}_i} \cdot n_i}{COP_i \cdot \sum_i P_{\text{calo}_i} \cdot n_i}} = \frac{1}{\sum_{i=1}^{10} \frac{B_i}{COP_i \cdot B}} = \frac{1}{\sum_{i=1}^{10} \frac{Poids_i}{COP_i}} \\
 SCOP &= \frac{1}{\sum_{i=1}^{10} \frac{Poids_i}{COP_i}}
 \end{aligned}$$

Le COP_i prend en compte les auxiliaires, en particulier la puissance absorbée par le ventilateur est comptabilisée avec la puissance absorbée par le compresseur au dénominateur, quant aux autres auxiliaires (résistance de carter et veilles), ils sont comptés sous cette forme :

$$COP_i(\tau, T_i) = COP(100 \%, T_i) \cdot \frac{\tau}{\tau(1 - \alpha) + \alpha} \quad (4.9)$$

où α est la puissance de la résistance de carter et des veilles.

$$\begin{aligned}
 SEER &= \frac{B_{\text{froid}}}{C_{\text{électriques}}} & (4.10) \\
 SEER &= \frac{\sum_{i=1}^{10} P_{\text{frigo}_i} \cdot n_i}{\sum_{i=1}^{10} \frac{P_{\text{frigo}_i} \cdot n_i}{EER_i}} = \frac{1}{\sum_{i=1}^{10} \frac{P_{\text{frigo}_i} \cdot n_i}{EER_i \cdot \sum_i P_{\text{frigo}_i} \cdot n_i}} = \frac{1}{\sum_{i=1}^{10} \frac{B_i}{EER_i \cdot B}} = \frac{1}{\sum_{i=1}^{10} \frac{Poids_i}{EER_i}} \\
 SEER &= \frac{1}{\sum_{i=1}^{10} \frac{Poids_i}{EER_i}}
 \end{aligned}$$

De même, le EER_i prend en compte les auxiliaires, en particulier la puissance absorbée du ventilateur est comptabilisée avec la puissance absorbée par le compresseur au dénominateur, quant aux autres auxiliaires (résistance de carter et veilles), ils sont comptés sous cette forme :

$$EER_i(\tau, T_i) = EER(100 \%, T_i) \cdot \frac{\tau}{\tau(1 - \alpha) + \alpha} \quad (4.11)$$

Le couplage du bâtiment de référence décrit au paragraphe 4.3 avec le prototype du chapitre 3 donne les performances saisonnières du Tableau 4-15 pour les régimes de fonctionnement suivants :

- En mode froid, un débit d'eau de 9 m³/h entrant à 12,5 °C et sortant à 7 °C, avec un sous refroidissement de 1 K et une surchauffe de 5 K.
- En mode chaud, un débit d'eau de 9 m³/h entrant à 40 °C et sortant à 45 °C, avec un sous refroidissement de 1 K et une surchauffe de 7 K.

Le fonctionnement du double ventilateur est fixé à 500 tr/min, donc pour un débit de 22 000 m³/h et une puissance absorbée de 0,67 kW.

Or, les besoins et les puissances du bâtiment de référence varient en fonction des zones climatiques et du type du bâtiment (cf. Tableau 4-9 et Tableau 4-10) nécessitant un système thermique convenablement dimensionné pour chaque configuration. Une approche inverse est adoptée consistant à adapter les bâtiments à la puissance du prototype considéré en divisant les besoins horaires par un facteur de dimensionnement qui s'exprime par l'équation suivante :

$$facteur = \frac{P_{\max(froid)}}{P_{PAC} \left(T(P_{\max(froid)}) \right)} \quad (4.11)$$

Les facteurs de dimensionnement des différentes zones géographiques et type de bâtiment issus des besoins et puissances maximales représentés dans le Tableau 4-9 et Tableau 4-10, sont déduits :

	Nice	Nancy	Mâcon	Trappes
Bâtiment ancien	1,717	1,819	1,664	1,325
Bâtiment neuf	1,104	1,137	1,086	0,875

Tableau 4-14: Facteur de dimensionnement en fonction de la zone géographique et du type bâtiment

On constate que la PAC de référence choisie est largement sous dimensionnée pour les bâtiments anciens (*facteur* > 1) alors qu'elle est bien dimensionnée (*facteur* ~ 1) pour les bâtiments neufs.

Les résultats des simulations sont donnés pour le bâtiment ancien dans le Tableau 4-15 et le bâtiment neuf dans le Tableau 4-16 :

		Nice	Nancy	Mâcon	Trappes
Prototype & Bâtiment ancien	SEER	4,57	4,80	4,80	5,03
	SCOP	2,83	2,48	2,59	2,65
	COP annuel	3,82	3,00	3,31	3,21

Tableau 4-15: Résultats de simulations saisonnières pour la PAC prototype couplée au bâtiment ancien

On entend par « pertes » dans ce tableau les consommations électriques des réchauffeurs de carter d'huile en veille lors de l'arrêt de la machine.

		Nice	Nancy	Mâcon	Trappes
Prototype & Bâtiment neuf	SEER	4,65	4,71	4,70	4,94
	SCOP	2,83	2,48	2,61	2,65
	COP annuel	4,32	3,17	3,49	3,34

Tableau 4-16: Résultats de simulations saisonnières pour la PAC prototype couplée au bâtiment neuf

On rappelle les significations des différentes expressions utilisées dans ces tableaux ci-dessous :

$$SEER = \frac{\text{Energie produite en froid}}{\text{Energie compresseur + auxiliaires}^*}$$

$$SCOP = \frac{\text{Energie produite en chaud}}{\text{Energie compresseur + auxiliaires}^*}$$

$$COP_{\text{annuel}} = \frac{\text{Energie produite en froid} + \text{Energie produite en chaud}}{\text{Energie compresseur} + \text{auxiliaires}^*}$$

(*) auxiliaires comprennent le ventilateur, la résistance de carter et les veilles.

Les performances saisonnières en mode froid sont meilleures que celles en mode chaud, cela est dû principalement au givrage de la batterie à air de la PAC en hiver, ainsi que du fait que le prototype est conçu pour un fonctionnement privilégié en mode froid.

C'est pour cette raison que les performances saisonnières à Nice sont les meilleures puisqu'au sud de la France le nombre d'heures de climatisation est plus élevé et le système fonctionne la plupart du temps en mode froid.

Les consommations électriques annuelles de la PAC sont résumées dans les tableaux Tableau 4-17 et Tableau 4-18 pour les bâtiments neuf et ancien :

en MWh		Nice	Nancy	Mâcon	Trappes
Prototype & Bâtiment ancien	Consommations électriques froid	18,0	9,0	10,6	7,8
	Consommations électriques chaud	12,1	31,4	21,6	24,7
	Résistances de carter	0,3	0,2	0,2	0,2
	Total	30,4	40,6	32,4	32,7

Tableau 4-17 : Résultats de simulations saisonnières pour la PAC prototype en consommation (bâtiment ancien)

en MWh		Nice	Nancy	Mâcon	Trappes
Prototype & Bâtiment neuf	Consommations électriques froid	14,1	5,6	8,2	4,7
	Consommations électriques chaud	2,2	12,6	10,6	10,2
	Résistances de carter	0,3	0,2	0,2	0,2
	Total	16,6	18,4	19,0	15,1

Tableau 4-18 : Résultats de simulations saisonnières pour la PAC prototype en consommation (bâtiment neuf)

Les consommations du bâtiment ancien sont clairement plus élevées que celles du bâtiment neuf, par exemple le bâtiment ancien à Nancy consomme 31,4 MWh en mode chaud tandis que le bâtiment neuf ne consomme que 12,6 MWh.

La résistance de carter qui sert à réchauffer le carter d'huile à l'arrêt de la machine a une puissance électrique de l'ordre de 60 W. Elle représente environ 1 % des consommations annuelles en ancien et 2 % en neuf. La puissance de réchauffement du carter du compresseur calculée « à part », est considérée sans effets thermodynamiques sur le cycle.

Les autres auxiliaires (variateur de fréquence, et veille...) ont une puissance de l'ordre de 100 W lorsque tous les autres composants sont à l'arrêt. Leurs consommations annuelles sont comptées dans les consommations électriques froid et chaud.

Concernant la pompe de circulation d'eau, comme mentionné dans le chapitre précédent, sa puissance absorbée est fonction du débit circulé et de sa vitesse de rotation, elle n'est pas comptée dans les consommations électriques de la PAC représentée dans les Tableau 4-17 et Tableau 4-18.

4.6 Sensibilité au niveau de réduction de la courbe de charge

L'intérêt de la réduction de la courbe de charge annuelle horaire de 8760 points à N points est de faciliter le calcul des performances annuelles et surtout de repérer les points de fonctionnement importants pour un climat donné. Ces points sont effectivement les points de fonctionnement les plus fréquents et permettent de connaître où optimiser la machine à quelles conditions de température et de taux de charge.

Une comparaison des performances annuelles est présentée dans ce Tableau 4-19 en fonction du nombre de points de réduction, pour le bâtiment de référence.

		8760 points	10 points		5 points	
Bâtiment ancien	SEER	4,84	4,80	-1%	4,64	-4%
	SCOP	2,69	2,59	-4%	2,51	-7%
Bâtiment neuf	SEER	4,90	4,70	-4%	4,68	-5%
	SCOP	2,70	2,61	-3%	2,56	-5%

Tableau 4-19 : Performances annuelles de la PAC prototype couplée aux bâtiments ancien et neuf à Mâcon

La réduction de la courbe de charge à 10 points sous estime les performances de 1 % à 4 % en fonction du mode de fonctionnement et du type de bâtiment. Quant à la réduction à 5 points l'écart peut atteindre 7 %.

La Figure 4-16 montre bien la distribution des points réduits par rapport aux 8760 points de la courbe de charge annuelle :

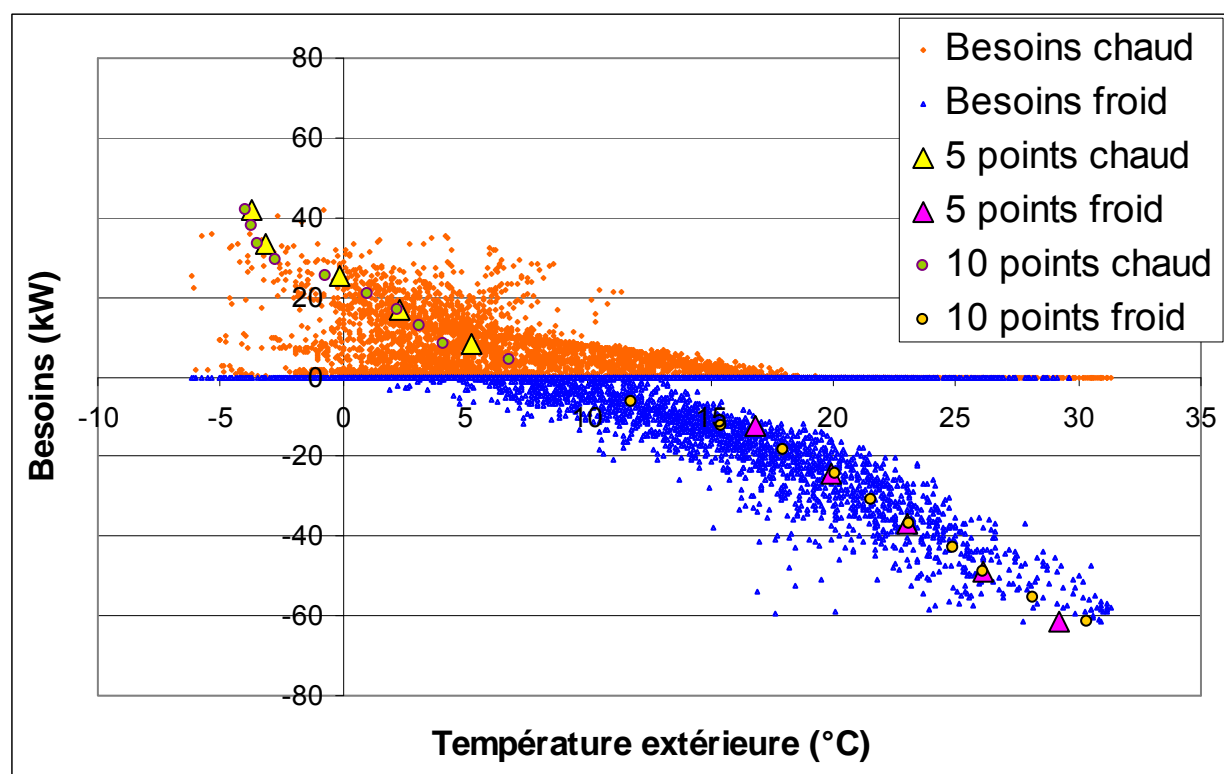


Figure 4-16 : Réduction de la courbe de charge de 8760 points à 5 et 10 points par mode de fonctionnement pour le bâtiment de référence neuf à Mâcon

En résumé, on réduira la courbe de charge à 10 points représentatifs pour conserver une précision acceptable.

5 Optimisation des performances saisonnières

5.1 Introduction

Disposant d'un modèle de calcul « PAC + Bâtiment », le chapitre 5 classifie à présent les voies d'optimisation des performances saisonnières des pompes à chaleur réversible, basé sur la méthode de calcul des performances saisonnières exposée dans les chapitres 3 et 4.

Les voies d'optimisation sont classées sous deux grands axes :

- Optimum du point de vue local : optimisation par rapport à une courbe de besoin donnée, on s'intéresse particulièrement à la régulation de la puissance, et à la logique de la conception du compresseur « optimisé pour le mode chaud » ou « optimisé pour le mode froid » et à quelques autres variantes définies au cours de ce chapitre.

- Optimum du point de vue de l'industriel : cela passe par l'intégration de composants innovants à fort enjeu concurrentiel dans le but de bien positionner les produits vis-à-vis de l'étiquetage européen des systèmes de climatisation: SEER et SCOP normalisé.

Les solutions améliorées seront évaluées par rapport à une PAC de référence existante sur le marché des systèmes thermiques.

Ensuite, les améliorations exposées seront complétées par une étude technico-économique, comportant une approximation de la décomposition des coûts des principaux composants d'une PAC, afin d'avoir une estimation du temps de retour sur investissement de la machine optimisée en fonction du lieu géographique de son installation.

5.2 Optimum de point de vue local

L'optimisation du point de vue local est présentée ici **de manière à faire ressortir les spécificités propres aux différents bâtiments dans les différents climats**. C'est une approche assez théorique puisqu'il n'est pas envisageable de multiplier les variantes constructives. Cette optimisation consiste à améliorer les performances de la PAC par rapport à une courbe de besoin donnée. Pour ce faire, on propose plusieurs méthodes d'amélioration :

- amélioration composant par composant ;
- régulation de la puissance du système ;
- dimensionnement du compresseur en fonction d'une priorité de fonctionnement en mode chaud ou en mode froid.

5.2.1 Courbe de charge

Les besoins de chauffage et de rafraîchissement d'un bâtiment dépendent du type du bâtiment résidentiel ou tertiaire (bureau, hôtel, restaurant, bâtiment de santé, ...), de son âge ancien ou neuf, et de sa zone géographique (cf. chap. 4).

Pour répondre au mieux aux besoins thermiques qui varient au cours de l'année en assurant l'efficacité énergétique, le système thermique peut être conçu de manière à privilégier les fonctionnements les plus fréquents.

5.2.2 Machine de référence

Les performances d'une machine de référence considérée sont évaluées dans ce paragraphe. La machine choisie appartient à la nouvelle gamme ILD2, modèle 300 CIAT,

PAC air / eau réversible (Figure 5-1). Cette gamme représente déjà une évolution par rapport aux systèmes existants. La PAC fonctionne au R410A et est constituée de deux compresseurs scroll ZP180 (deux étages de puissance, 50 et 100 %) en parallèle de taille identique, un échangeur à plaques (64 plaques), une batterie tubes ailetés en U à ailettes ondulées gaufrées et de deux détendeurs thermostatiques fonctionnant respectivement en mode été et hiver.



Figure 5-1 : Machine de référence CIAT ILD2

Cette PAC de référence a une puissance frigorifique nominale de 75 kW en mode refroidissement ($T_{\text{eau}} = +12\text{ °C} / +7\text{ °C}$ et température entrée d'air condenseur $+35\text{ °C}$) et une puissance calorifique nominale de 81 kW ($T_{\text{sortie eau chaude}} = +45\text{ °C}$ et air extérieur $+7\text{ °C}$ pour une humidité relative $HR = 86\%$). Cependant, comme expliqué au chapitre précédent les besoins et les puissances du bâtiment de référence varient en fonction des zones climatiques et du type de bâtiment. Comme précédemment, on adapte les différentes configurations de bâtiments à la puissance de la PAC considérée en divisant les besoins horaires par un facteur de dimensionnement dont on rappelle sa formule :

$$\text{facteur} = \frac{P_{\max(\text{froid})}}{P_{\text{PAC}} \left(T \left(P_{\max(\text{froid})} \right) \right)}$$

Les facteurs de dimensionnement des différentes zones géographiques et type de bâtiment issus des besoins et puissances maximales représentés dans le chapitre précédent dans les tableaux 4.6 et 4.7, sont déduits :

	Nice	Nancy	Mâcon	Trappes
Bâtiment ancien	1,270	1,389	1,227	1,015
Bâtiment neuf	0,825	0,837	0,800	0,653

Tableau 5-1 : Facteur de dimensionnement en fonction de la zone géographique et du type bâtiment

On constate que la PAC de référence choisie est sous dimensionnée pour les bâtiments anciens ($\text{facteur} > 1$) et surdimensionnée ($\text{facteur} < 1$) pour les bâtiments neufs.

Les performances saisonnières obtenues en couplant cette machine de référence au bâtiment de bureaux de surface de 1000 m² (cf. § 4.3.2) corrigées par le facteur de dimensionnement, sont rassemblées pour les différentes zones géographiques dans le Tableau 5-2 dans le cas d'un bâtiment ancien et dans le Tableau 5-3 pour un bâtiment neuf :

		Nice	Nancy	Mâcon	Trappes
Machine de référence 2 X ZP180 Bâtiment ancien	SEER	4,69	4,86	4,90	5,21
	SCOP	2,90	2,31	2,44	2,48
	COP annuel	3,68	2,70	3,00	2,92

Tableau 5-2 : Performances annuelles de la machine de référence couplée à un bâtiment ancien

:

		Nice	Nancy	Mâcon	Trappes
Machine de référence 2 X ZP180 Bâtiment neuf	SEER	4,80	4,80	4,82	5,15
	SCOP	2,88	2,32	2,48	2,50
	COP annuel	3,99	2,74	3,15	2,93

Tableau 5-3 : Performances annuelles de la machine de référence couplée à un bâtiment neuf

Les consommations annuelles électriques sont aussi calculées pour les différentes zones géographiques dans le Tableau 5-4 dans le cas du bâtiment ancien, ainsi que dans le cas du bâtiment neuf dans le Tableau 5-5.

en MWh		Nice	Nancy	Mâcon	Trappes
Machine de référence 2 X ZP180 Bâtiment ancien	Consommations électriques froid	17,5	8,9	10,4	7,5
	Consommations électriques chaud	11,8	34,0	23,1	26,5
	Consommations résistances carter	2,3	2,3	2,3	1,9
	Total	31,7	45,2	35,7	35,9

Tableau 5-4 : Résultats de simulations saisonnières de la PAC de référence en consommation (bâtiment ancien)

en MWh		Nice	Nancy	Mâcon	Trappes
Machine de référence 2 X ZP180 Bâtiment neuf	Consommations électriques froid	13,6	5,5	8,0	4,5
	Consommations électriques chaud	2,1	13,8	11,2	10,9
	Consommations résistances carter	2,2	2,0	1,9	1,8
	Total	18,0	21,3	21,1	17,3

Tableau 5-5 : Résultats de simulations saisonnières de la PAC de référence en consommation (bâtiment neuf)

N.B : La consommation des résistances de carter comprend la consommation de la résistance de chaque compresseur quand la machine est à l'arrêt et la consommation d'une seule résistance quand la machine fonctionne avec un seul compresseur. La puissance d'une résistance de carter est de l'ordre de 180 W sur cette gamme de compresseur.

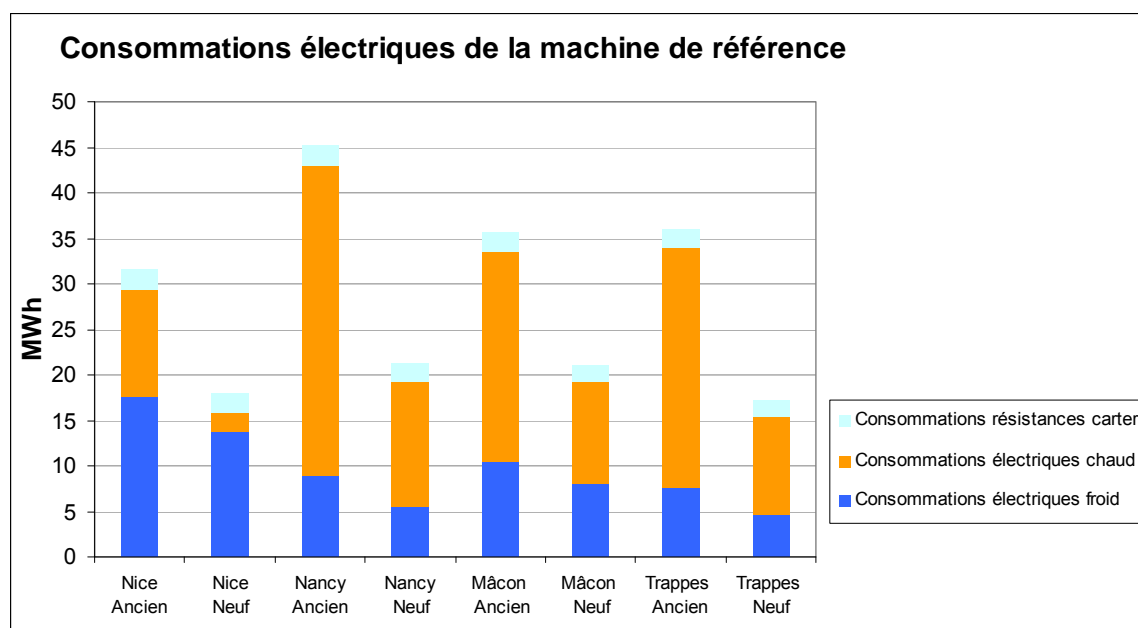


Figure 5-2 : Consommations électriques annuelles de la machine de référence

La distribution des consommations électriques annuelles de la machine de référence est donnée (Figure 5-2) pour les différentes zones géographiques et types de bâtiments. A part Nice, les climats français étudiés consomment plus pour le chauffage que le refroidissement.

5.2.3 Etagement de puissance

Une première solution d'adaptation à la demande thermique du bâtiment consiste en un fractionnement de la puissance entre deux ou trois petits compresseurs. Le taux de partition de puissance peut être par exemple 33 % - 66 % pour 2 compresseurs ce qui donne 3 étages possibles.

Cette partition de puissance permet un gain de performance à charge partielle : en effet à puissance réduite, les échangeurs se trouvent « surdimensionnés » par rapport au débit de fluide frigorigène qui est relativement plus faible qu'à pleine puissance.

On résume les options possibles pour le choix des compresseurs d'un groupement tandem ou trio à partir de compresseurs existants sans les modifier pour les modes chaud et froid :

- Tandem : 50 % - 50 %, 33 % - 66 %, et 40 % - 60 %
- Trio : 33 % - 33 % - 33 %

Le groupement trio n'est pas conseillé par les fabricants de compresseurs pour des installations de faible puissance.

Une configuration d'un système de même puissance nominale que celle de la machine de référence d'environ 80 kW (en chaud) est présentée ci-après. D'après le catalogue de sélection du compressoriste [Copeland], les puissances de 3 compresseurs ZP120, ZP180, et ZP235 sont données pour les conditions nominales de température d'évaporation de 5 °C et de température de condensation de 35 °C en mode froid, et de température d'évaporation de 5 °C et de température de condensation de 50 °C en mode chaud :

COMPRESSEURS (*) COPELAND	En froid $T_{\text{évap}} = 5\text{ °C}$ $T_{\text{cond}} = 35\text{ °C}$		En chaud $T_{\text{évap}} = 5\text{ °C}$ $T_{\text{cond}} = 50\text{ °C}$	
	P_{frigo} (kW)	P_{comp} (kW)	P_{calo} (kW)	P_{comp} (kW)
ZP120	32,0	5,8	34,0	8,2
ZP180	47,0	8,8	50,5	12,1
ZP235	62,5	11,9	65,5	15,9

Tableau 5-6 : Puissances nominales des compresseurs ZP120 ZP180 et ZP235 [Copeland]
(*) les valeurs sont fournies pour un sous refroidissement de 0 K et surchauffe de 10 K, à 50 Hz, et pour le fluide 410A

La combinaison des compresseurs peut aboutir aux groupements suivants :

- (i) Partition de puissance de 50 % - 50 % : 2 compresseurs ZP180 (machine de référence)
- (ii) Partition de puissance de 33 % - 66 % : 1 compresseur ZP120 et 1 compresseur ZP235
- (iii) Partition de puissance de 33 % - 33 % - 33 % : 3 compresseurs ZP120

Les partitions (ii) et (iii) se traduisent par 3 étages de puissance de 33%, 66% et 100%. La configuration (ii) est préférée.

Les résultats de simulations des performances saisonnières de la machine de référence équipée des 2 compresseurs ZP120 et ZP235 (33% - 66%) à la place du tandem 2xZP180

couplée au bâtiment de bureau décrit au § 4.3.2, sont rapportées ci-après, pour le bâtiment de référence ancien (Tableau 5-7) et neuf (Tableau 5-8) dans les différentes zones géographiques, et cela pour un niveau de température en chauffage de 40 °C – 45 °C, et un niveau de température en refroidissement de 7 °C – 12 °C ; les autres éléments de la PAC de référence sont inchangés.

		Nice	Nancy	Mâcon	Trappes
Machine de référence ZP120 + ZP235 Bâtiment ancien	SEER	4,45	4,45	4,51	4,73
	SCOP	3,97	2,98	3,22	3,26
	COP annuel	3,91	3,13	3,40	3,41

Tableau 5-7 : Performances annuelles de la machine de référence équipée des compresseurs ZP120 et ZP235 couplée à un bâtiment ancien

		Nice	Nancy	Mâcon	Trappes
Machine de référence ZP120 + ZP235 Bâtiment neuf	SEER	4,57	4,46	4,55	4,73
	SCOP	3,90	3,00	3,29	3,33
	COP annuel	3,91	3,09	3,48	3,34

Tableau 5-8 : Performances annuelles de la machine de référence équipée des compresseurs ZP120 et ZP235 couplée à un bâtiment neuf

Les performances annuelles simulées pour le bâtiment neuf sont meilleures que celles simulées pour le bâtiment ancien quelle que soit la zone géographique,

Les résultats détaillés des consommations électriques de cette option d'étagement de puissance sont aussi présentés pour les différentes zones géographiques dans le Tableau 5-9 dans le cas du bâtiment ancien :

en MWh		Nice	Nancy	Mâcon	Trappes
Machine de référence ZP120+ZP235 Bâtiment ancien	Consommations électriques froid	18,5	9,7	11,3	8,3
	Consommations électriques chaud	8,6	26,3	17,5	20,2
	Consommations résistances carter	2,7	2,9	2,8	2,3
	Total	29,8	39,0	31,6	30,8

Tableau 5-9 : Résultats de simulations saisonnières en consommations de la machine de référence équipée des compresseurs ZP120et ZP235 (bâtiment ancien)

Et dans le cas d'un bâtiment neuf dans le Tableau 5-10 suivant :

en MWh		Nice	Nancy	Mâcon	Trappes
Machine de référence ZP120+ZP235 Bâtiment neuf	Consommations électriques froid	14,3	5,9	8,5	5,0
	Consommations électriques chaud	1,6	10,7	8,4	8,2
	Consommations résistances carter	2,4	2,3	2,1	2
	Total	18,3	18,9	19,1	15,2

Tableau 5-10 : Résultats de simulations saisonnières en consommations de la machine de référence équipée des compresseurs ZP120et ZP235 (bâtiment neuf)

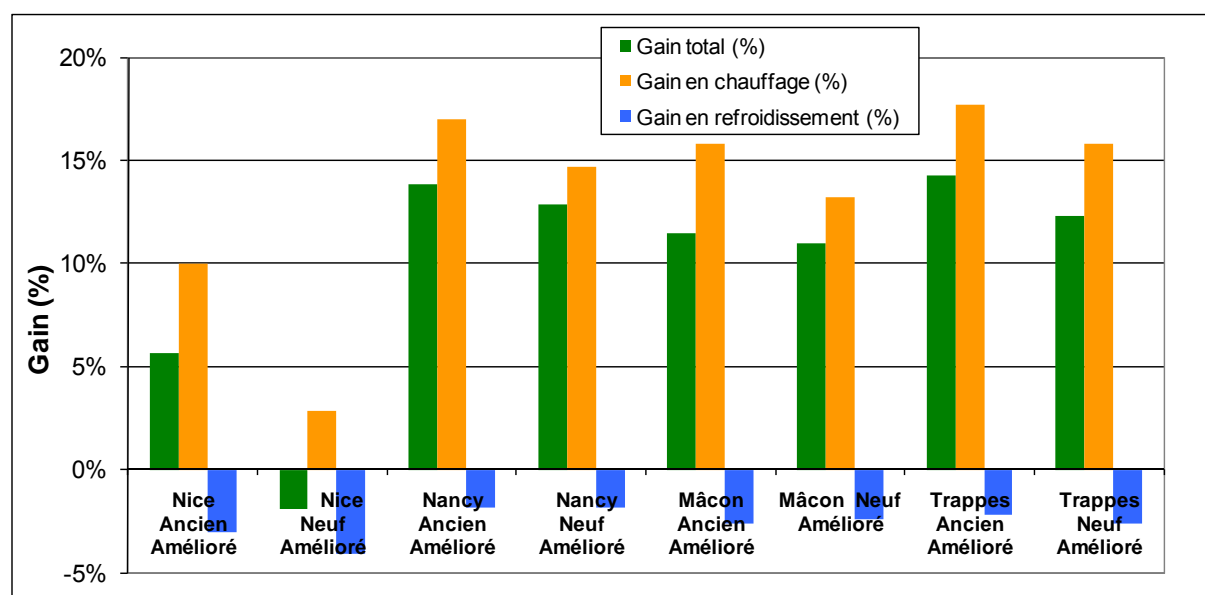


Figure 5-3 : Comparaisons des consommations électriques annuelles de l'option d'amélioration (compresseurs ZP120et ZP235) par rapport à la machine de référence

Une réduction des consommations électriques est observée par rapport au cas de référence qui peut atteindre 14 % dans les bâtiments anciens et 12 % dans les bâtiments neufs à Trappes.

en MWh		Nice	Nancy	Mâcon	Trappes
Machine de Référence	Total consommations (Ancien)	31,7	45,2	35,7	35,9
	Total consommations (neuf)	18,0	21,3	21,1	17,3
Machine de Référence ZP120+ZP235	Total consommations (Ancien)	29,8	39,0	31,6	30,8
	Total consommations (neuf)	18,3	18,9	19,1	15,2
	Gain (Ancien) (%)	6 %	14 %	11 %	14 %
	Gain (Neuf) (%)	-2 %	13 %	11 %	12 %

Tableau 5-11 : Gain en consommations électriques de l'option d'amélioration par rapport à la référence

La faible perte à Nice (bâtiment neuf) est liée à l'interpolation entre étages de puissance.

5.2.4 Conception du compresseur orientée mode chaud ou mode froid

Une pompe à chaleur réversible équipée de 2 compresseurs offre l'opportunité d'une optimisation d'un premier compresseur pour le mode de chauffage et de l'autre pour le mode rafraîchissement. Cette optimisation affecte directement le rendement global. Le taux de compression varie en fonction des températures moyennes de la source et du puit :

- en saison de chauffage, la température extérieure est faible, et donc la pression d'évaporation, la température de condensation directement liée à la température du circuit d'eau est élevée induisant un taux de compression élevé,
- en saison de refroidissement le taux de compression est plus faible.

Par conséquent, en mode chauffage, le maximum du rendement global du compresseur sélectionné doit se situer pour un taux de compression élevé. Le compresseur retenu pour le mode de refroidissement, doit présenter son maximum de rendement global pour un taux de compression faible.

Le graphique suivant décrit bien ces optimums en fonction du taux de compression :

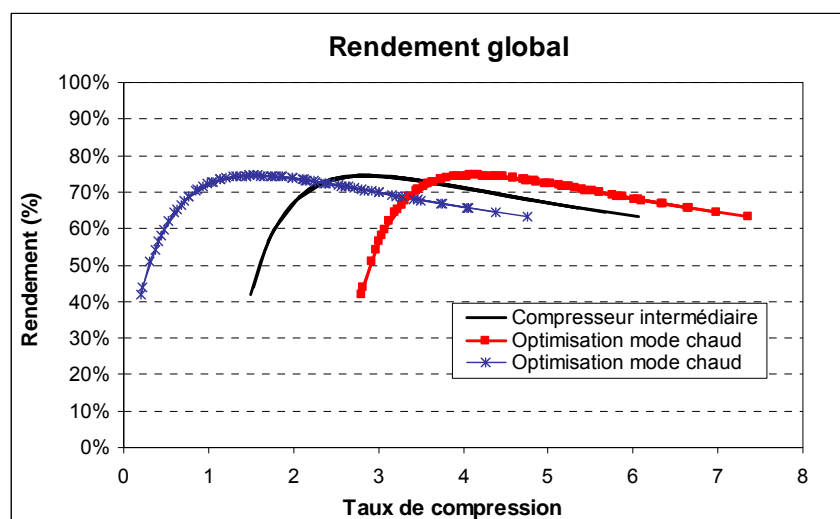


Figure 5-4: Rendement global attendu d'un compresseur optimisé pour le fonctionnement en mode chauffage (à droite) et pour le fonctionnement en mode froid (à gauche)

Ce graphique a été élaboré avec Danfoss en envisageant les solutions techniques suivantes : « anti-backflow », et « anti-overshoot ». Le « backflow » signifie le retour du fluide frigorigène de la haute pression à la basse pression, ce phénomène a lieu pour des taux de compression élevés. L'« overshoot » est le phénomène inverse qui se manifeste à des bas taux de compression. Les courbes réelles utilisées ne sont pas de simples translations, elles sont plus complexes et ne sont pas présentées car confidentielles.

Le choix d'un compresseur optimisé pour un taux de compression défini peut engendrer des problèmes liés à un fonctionnement hors du domaine d'optimisation.

L'effet de cette méthode de conception de compresseur sur les performances d'une pompe à chaleur est évalué par rapport au cas de la machine de référence couplée au bâtiment de bureau décrit au § 4.3.2, par simulation en remplaçant les modèles des deux compresseurs ZP180 standards par les modèles du compresseur CP_ch orienté mode chaud et compresseur du CP_fr orienté mode froid, sans modifier les autres composants de la PAC. La taille de chacun des compresseurs conçus est considérée égale au tandem 2xZP180 pour assurer la totalité de la puissance en mode chaud et mode froid.

		Nice	Nancy	Mâcon	Trappes
Machine de référence CP_ch + CP_fr Bâtiment ancien	SEER	5,00	5,18	5,23	5,55
	SCOP	2,96	2,51	2,62	2,66
	COP annuel	3,85	2,93	3,23	3,13

Tableau 5-12 : Performances annuelles de la machine de référence équipée des compresseurs CP_ch orienté mode chaud et CP_fr orienté mode froid couplée à un bâtiment ancien

		Nice	Nancy	Mâcon	Trappes
Machine de référence CP_ch + CP_fr Bâtiment neuf	SEER	5,12	5,12	5,14	5,49
	SCOP	2,91	2,53	2,66	2,68
	COP annuel	4,20	2,96	3,36	3,13

Tableau 5-13 : Performances annuelles de la machine de référence équipée des compresseurs CP_ch orienté mode chaud et CP_fr orienté mode froid couplée à un bâtiment neuf

en MWh		Nice	Nancy	Mâcon	Trappes
Machine de référence CP_ch + CP_fr Bâtiment ancien	Consommations électriques froid	16,4	8,4	9,8	7,1
	Consommations électriques chaud	11,6	31,2	21,4	24,7
	Consommations résistances carter	2,2	2,1	2,1	1,8
	Total	30,2	41,6	33,3	33,5

Tableau 5-14 : Résultats de simulations saisonnières en consommations de la machine de référence équipée des compresseurs CP_ch orienté mode chaud et CP_fr orienté mode froid (bâtiment ancien)

en MWh		Nice	Nancy	Mâcon	Trappes
Machine de référence CP_ch + CP_fr Bâtiment neuf	Consommations électriques froid	12,8	5,1	7,5	4,3
	Consommations électriques chaud	2,1	12,7	10,4	10,1
	Consommations résistances carter	2,1	1,9	1,8	1,7
	Total	17,1	19,7	19,7	16,2

Tableau 5-15 : Résultats de simulations saisonnières en consommation de la machine de référence équipée des compresseurs CP_ch orienté mode chaud et CP_fr orienté mode froid (bâtiment neuf)

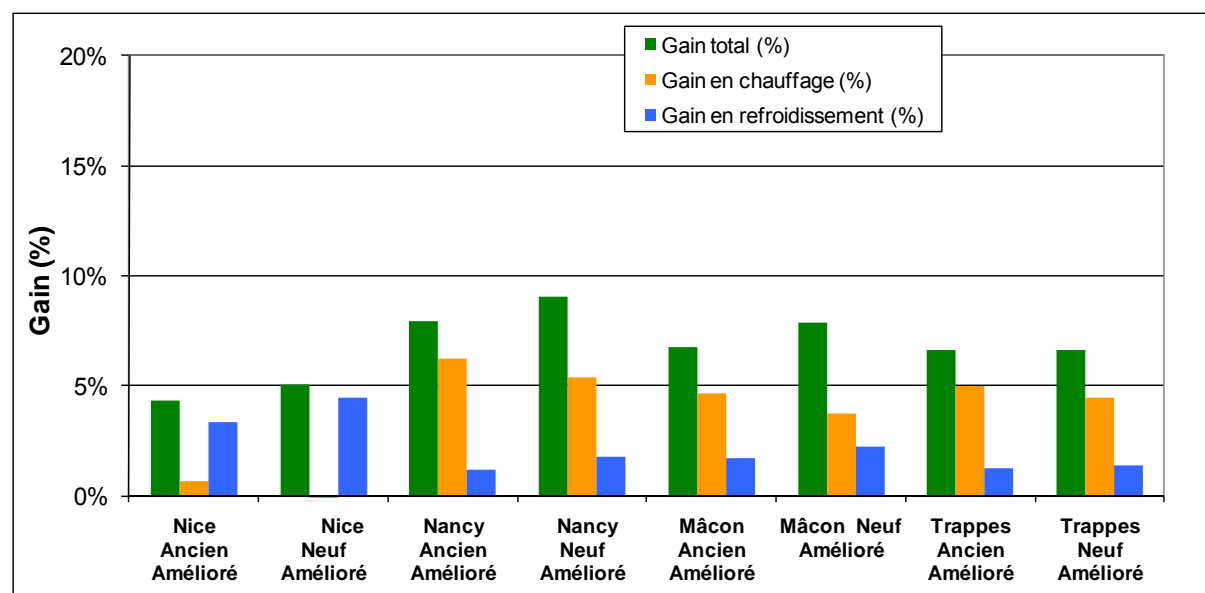


Figure 5-5 : Comparaisons des consommations électriques annuelles de l'option d'amélioration (compresseurs CP_ch orienté mode chaud et CP_fr orienté mode froid) par rapport à la machine de référence

La réduction des consommations électriques atteinte par cette conception de compresseur est de l'ordre de 5 % à 9 % par rapport à la machine de référence pour les bâtiments anciens et neufs.

en MWh		Nice	Nancy	Mâcon	Trappes
Machine de Référence	Total consommations (Ancien)	31,7	45,2	35,7	35,9
	Total consommations (neuf)	18,0	21,3	21,1	17,3
Machine de Référence CP_ch + CP_fr	Total consommations (Ancien)	30,2	41,6	33,3	33,5
	Total consommations (neuf)	17,1	19,7	19,7	16,2
	Gain (Ancien) (%)	4 %	8 %	7 %	7 %
	Gain (Neuf) (%)	5 %	9 %	8 %	7 %

Tableau 5-16 : Gains en consommations électriques de l'option d'amélioration par rapport à la référence

L'amélioration du rendement du compresseur en fonction du système dans lequel il va être inséré et notamment son optimisation en mode chaud ou en mode froid est l'objet de recherches par les fabricants de compresseurs.

5.2.5 Echangeurs surdimensionnés

Pour des raisons de compacité et de coût, les échangeurs de chaleur d'une PAC sont dimensionnés juste à la taille nécessaire pour un fonctionnement nominal de la machine. Un surdimensionnement des échangeurs améliore les échanges thermiques, contribuant à des performances accrues.

Pour évaluer cette option, on reprend la machine de référence couplée au bâtiment de bureau (§ 4.3.2) avec les mêmes types d'échangeurs mais surdimensionnés de 30 % sans changer les autres composants de la PAC. Par conséquent, l'échangeur à plaques passe de 64 plaques à 82 plaques, et le nombre de circuits de l'échangeur tubes ailetés est augmenté de 24 à 31 circuits.

Les simulations des performances saisonnières ont abouti aux résultats suivants :

		Nice	Nancy	Mâcon	Trappes
Machine de référence Echangeurs surdimensionnés Bâtiment ancien	SEER	5,21	5,34	5,51	5,75
	SCOP	3,41	2,68	2,89	2,90
	COP annuel	4,14	3,07	3,47	3,35

Tableau 5-17 : Performances annuelles de la machine de référence équipée d'échangeurs surdimensionnés de 30 % couplée à un bâtiment ancien

		Nice	Nancy	Mâcon	Trappes
Machine de référence Echangeurs surdimensionnés Bâtiment neuf	SEER	5,36	5,38	5,43	5,75
	SCOP	3,38	2,72	2,94	2,96
	COP annuel	4,41	3,13	3,60	3,36

Tableau 5-18 : Performances annuelles de la machine de référence équipée d'échangeurs surdimensionnés de 30 % couplée à un bâtiment neuf

A nouveau, les performances saisonnières de la PAC dans le bâtiment neuf sont meilleures que celles de la PAC couplée au bâtiment ancien. Les performances globales sont les plus élevées à Nice, et les plus faibles à Nancy.

Les consommations annuelles électriques sont aussi calculées pour les différentes zones géographiques dans le cas du bâtiment ancien et du bâtiment neuf :

en MWh		Nice	Nancy	Mâcon	Trappes
Machine de référence Echangeurs surdimensionnés Bâtiment ancien	Consommations électriques froid	15,8	8,1	9,3	6,8
	Consommations électriques chaud	10,1	29,3	19,5	22,7
	Consommations résistances carter	2,3	2,3	2,2	1,9
	Total	28,2	39,7	30,9	31,4

Tableau 5-19 : Résultats de simulations saisonnières de la PAC de référence équipée d'échangeurs surdimensionnés de 30 % en consommation (bâtiment ancien)

en MWh		Nice	Nancy	Mâcon	Trappes
Machine de référence Echangeurs surdimensionnés Bâtiment neuf	Consommations électriques froid	12,2	4,9	7,1	4,1
	Consommations électriques chaud	1,8	11,8	9,4	9,2
	Consommations résistances carter	2,2	2,0	1,8	1,8
	Total	16,3	18,6	18,4	15,1

Tableau 5-20 : Résultats de simulations saisonnières de la PAC de référence équipée d'échangeurs surdimensionnés de 30 % en consommation (bâtiment neuf)

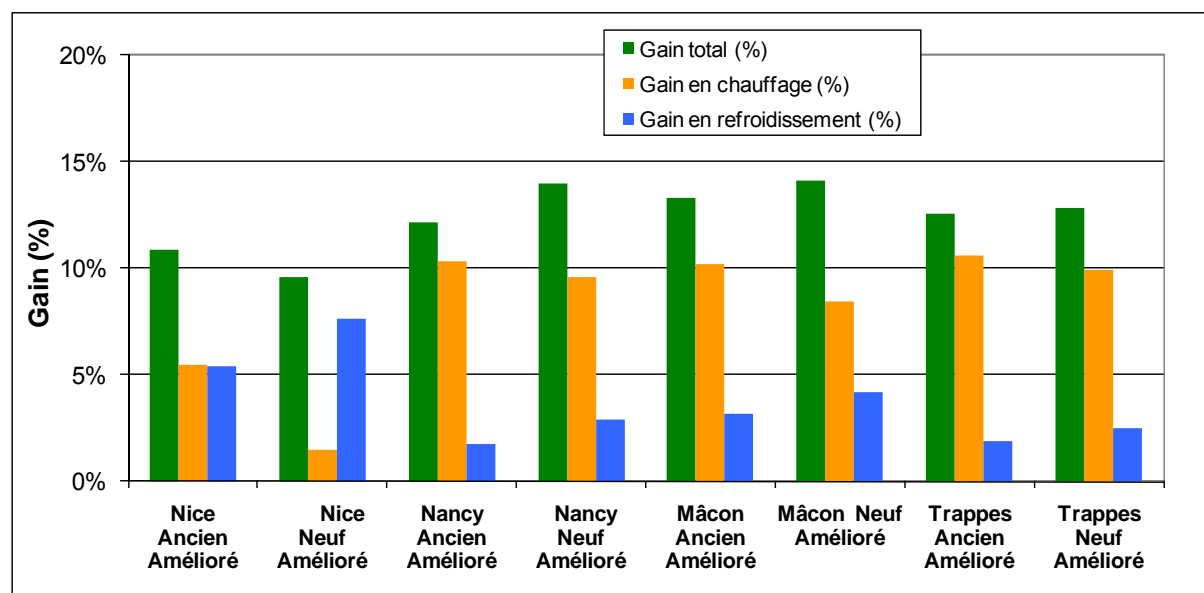


Figure 5-6 : Comparaisons des consommations électriques annuelles de l'option d'amélioration (échangeurs surdimensionnés de 30 %) par rapport à la machine de référence

Le surdimensionnement de 30 % des échangeurs par rapport à la machine de référence permet de diminuer la consommation électrique de 10 à 14 % en fonction de la zone climatique, pour les bâtiments anciens et neufs.

en MWh		Nice	Nancy	Mâcon	Trappes
Machine de Référence	Total consommations (Ancien)	31,7	45,2	35,7	35,9
	Total consommations (neuf)	18,0	21,3	21,1	17,3
Machine de Référence Echangeurs surdimensionnés	Total consommations (Ancien)	28,2	39,7	30,9	31,4
	Total consommations (neuf)	16,3	18,6	18,4	15,1
	Gain (Ancien) (%)	11 %	12 %	13 %	13 %
	Gain (Neuf) (%)	10 %	14 %	14 %	13 %

Tableau 5-21 : Gains en consommations électriques de l'option d'amélioration par rapport à la référence

5.2.6 Ventilateur à vitesse variable

Avec un ventilateur à vitesse variable, la puissance absorbée est directement liée au débit d'air aspiré, et le ventilateur alimente l'échangeur à air avec un débit d'air adapté à la vitesse de rotation du compresseur.

Une comparaison entre les puissances absorbées relatives et les débits relatifs du ventilateur à deux vitesses fixes de la PAC de référence et ventilateur à vitesse variable est présentée dans le Tableau 5-22 :

PAC Prototype		PAC de référence	
Q_v	$P_{\text{absorbée}}$	Q_v	$P_{\text{absorbée}}$
100%	100%	100%	100%
93%	74%	100%	100%
75%	37%	48%	49%
46%	7%	48%	49%

Tableau 5-22 : Comparaison ventilateur à vitesse variable de la PAC Prototype et ventilateur à vitesse fixe de la PAC de référence

Le ventilateur à vitesse variable de la PAC prototype offre une plage de fonctionnement plus grande, et fournit 46 % du débit d'air nominal à 7 % de la puissance nominale.

Les simulations des performances saisonnières de la machine de référence équipée du ventilateur à vitesse variable décrit à la place du ventilateur à vitesse fixe, sans changer les autres composants, ont abouti aux résultats suivants :

		Nice	Nancy	Mâcon	Trappes
Machine de référence Ventilateur à vitesse variable Bâtiment ancien	SEER	4,96	5,14	5,19	5,50
	SCOP	3,09	2,46	2,60	2,64
	COP annuel	3,89	2,86	3,18	3,10

Tableau 5-23 : Performances annuelles de la machine de référence équipée d'un ventilateur à vitesse variable couplée à un bâtiment ancien

		Nice	Nancy	Mâcon	Trappes
Machine de référence Ventilateur à vitesse variable Bâtiment neuf	SEER	5,07	5,08	5,09	5,43
	SCOP	3,07	2,47	2,64	2,66
	COP annuel	4,19	2,90	3,32	3,10

Tableau 5-24 : Performances annuelles de la machine de référence équipée d'un ventilateur à vitesse variable à un bâtiment neuf

en MWh		Nice	Nancy	Mâcon	Trappes
Machine de référence Ventilateur à vitesse variable Bâtiment ancien	Consommations électriques froid	16,6	8,4	9,9	7,1
	Consommations électriques chaud	11,1	31,9	21,7	24,9
	Consommations résistances carter	2,3	2,3	2,2	1,9
	Total	30,0	42,6	33,7	33,9

Tableau 5-25 : Résultats de simulations saisonnières de la PAC de référence équipée d'un ventilateur à vitesse variable en consommation (bâtiment ancien)

en MWh		Nice	Nancy	Mâcon	Trappes
Machine de référence Ventilateur à vitesse variable Bâtiment neuf	Consommations électriques froid	12,9	5,2	7,6	4,3
	Consommations électriques chaud	2,0	12,9	10,5	10,2
	Consommations résistances carter	2,2	2,0	1,9	1,8
	Total	17,1	20,1	20,0	16,3

Tableau 5-26 : Résultats de simulations saisonnières de la PAC de référence équipée d'un ventilateur à vitesse variable en consommation (bâtiment neuf)

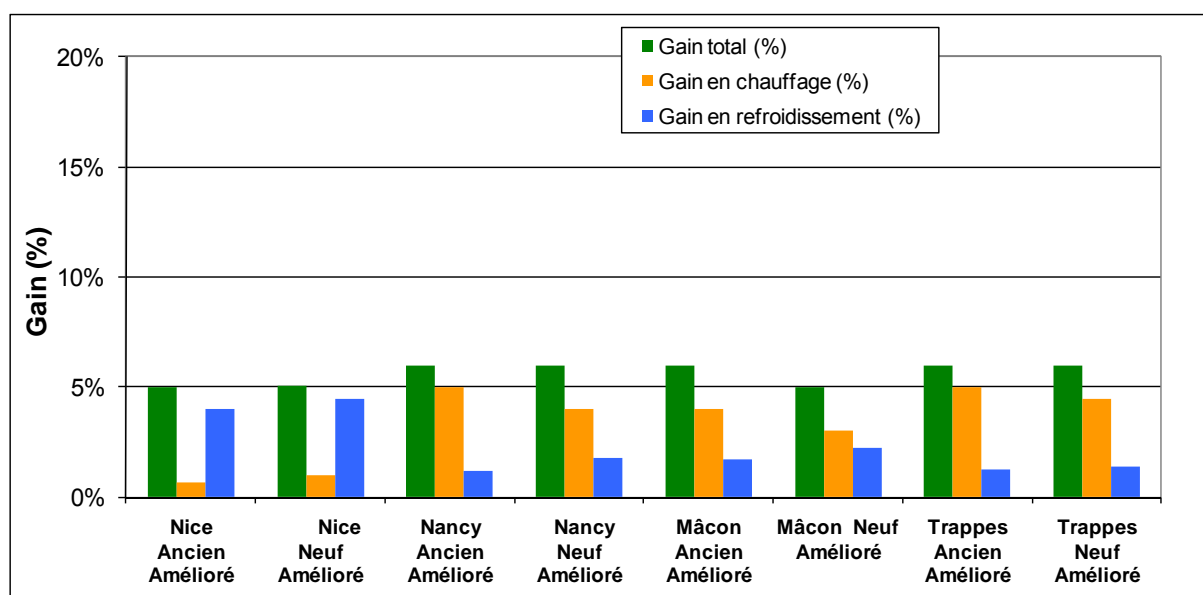


Figure 5-7 : Comparaisons des consommations électriques annuelles de l'option d'amélioration (ventilateur à vitesse variable) par rapport à la machine de référence

Un gain de l'ordre de 5 à 6 % est atteint par la PAC de référence équipée par un ventilateur à vitesse variable.

en MWh		Nice	Nancy	Mâcon	Trappes
Machine de Référence	Total consommations (Ancien)	31,7	45,2	35,7	35,9
	Total consommations (neuf)	18,0	21,3	21,1	17,3
Machine de Référence Ventilateur à vitesse variable	Total consommations (Ancien)	30,0	42,6	33,7	33,9
	Total consommations (neuf)	17,1	20,1	20,0	16,3
	Gain (Ancien) (%)	5%	6%	6%	6%
	Gain (Neuf) (%)	5%	6%	5%	6%

Tableau 5-27 : C Gains en consommations électriques de l'option d'amélioration par rapport à la référence

5.3 Optimum du point de vue de l'industriel

5.3.1 Intégration de composants innovants à fort enjeu concurrentiel

Cette voie d'amélioration des performances de PAC par intégration de composants innovants vise les objectifs suivants :

- proposer des composants nouveaux à haute performance,
- se limiter à une gamme indépendante des types de bâtiments et des climats,
- bien positionner les produits de l'industriel vis-à-vis de l'étiquetage européen des systèmes de climatisation: SEER et SCOP normalisé.

Dans le cadre de cette étude, la compression à vitesse variable, et l'échangeur à air mini-canaux seront étudiés.

5.3.1.1 Compresseur à vitesse variable

Le compresseur à vitesse variable présente un important intérêt pour l'amélioration de l'efficacité énergétique des systèmes de PAC. Cette technologie de compression est de plus

en plus répandue, en effet elle offre une adaptation continue aux besoins thermiques instantanés [Clodic 1998] [Zoughaib 2006] :

- un faible appel de puissance électrique au démarrage,
- un faible niveau de bruit,
- un effet sur les vibrations, [Cuevas 2009].

Des progrès au niveau de la lubrification et de l'efficacité de l'onduleur sont en cours pour renforcer les avantages de cette technologie de compresseur à vitesse variable.

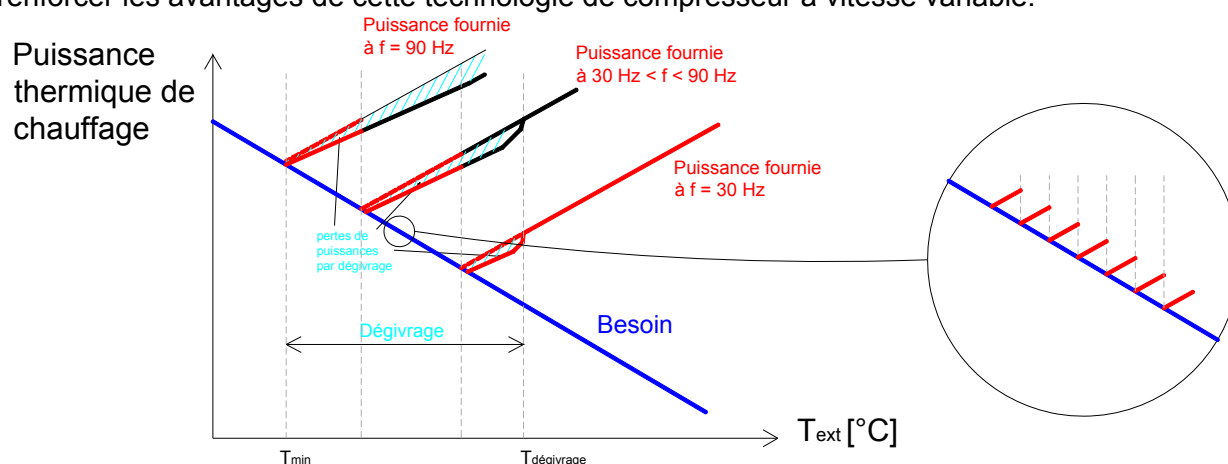


Figure 5-8 : Fonctionnement d'une PAC à compresseur à vitesse variable

Les limites de fréquence de fonctionnement sont le résultat d'un choix technique / commercial / marketing des constructeurs. Par exemple, les constructeurs définissent la fréquence 30 Hz comme limite inférieure de la vitesse de rotation du compresseur pour éviter des problèmes de retour d'huile, l'augmentation de sa viscosité, ainsi que les transferts de fluide frigorigène entre haute et basse pression. La limite supérieure de fréquence est généralement fixée à 90 Hz pour limiter les vibrations.

La fréquence de fonctionnement est réglée en fonction de la température de départ d'eau du circuit qui dépend de la température extérieure. En mode chauffage, plus la température extérieure est faible plus la température de départ d'eau doit être élevée, de même, en mode refroidissement, plus la température extérieure est élevée plus la température de départ d'eau doit être faible, et plus le compresseur fonctionne à haute fréquence.

Il est conseillé de faire fonctionner à de hautes fréquences en mode chaud. L'effet est en revanche négatif en mode froid.

Les résultats de simulations des performances saisonnières de la PAC de référence équipée d'un compresseur à vitesse variable à la place du tandem 2xZP180 sans modifier le reste des composants de la PAC, pour le bâtiment de bureau de référence (§ 4.3.2) ancien et neuf sont indiqués au Tableau 4-15 et Tableau 4-16 .

Le modèle du compresseur à vitesse variable employé est celui présenté au § 2.3 en ajustant la cylindrée pour l'adapter à la puissance de la machine de référence (facteur ~1.5).

		Nice	Nancy	Mâcon	Trappes
Machine de référence Compresseur à vitesse variable Bâtiment ancien	SEER	3,99	4,20	4,17	4,52
	SCOP	2,90	2,29	2,43	2,48
	COP annuel	3,47	2,69	2,97	2,92

Tableau 5-28 : Résultats de simulations saisonnières pour la machine de référence équipée de compresseur à vitesse variable couplée au bâtiment ancien

		Nice	Nancy	Mâcon	Trappes
Machine de référence Compresseur à vitesse variable Bâtiment neuf	SEER	4,10	4,09	4,12	4,41
	SCOP	2,94	2,30	2,47	2,49
	COP annuel	3,63	2,70	3,06	2,90

Tableau 5-29 : Résultats de simulations saisonnières pour la machine de référence équipée de compresseur à vitesse variable couplée au bâtiment neuf

Les performances saisonnières simulées avec ce compresseur à vitesse variable sont moins bonnes que celles de la machine de référence composée du tandem 2xZP180.

Par conséquent, les consommations électriques calculées correspondantes sont plus élevées que celles de la PAC de référence comme le montre les tableaux suivants pour le bâtiment ancien (Tableau 5-30) et le bâtiment neuf (Tableau 5-31) :

	en MWh	Nice	Nancy	Mâcon	Trappes
Machine de référence Compresseur à vitesse variable Bâtiment ancien	Consommations électriques froid	20,6	10,3	12,3	8,7
	Consommations électriques chaud	11,8	34,3	23,2	26,6
	Consommations résistances carter	1,1	0,7	0,8	0,7
	Total	33,5	45,3	36,2	35,9

Tableau 5-30 : Résultats de simulations saisonnières de la PAC de référence équipée de compresseur à vitesse variable en consommation (bâtiment ancien)

	en MWh	Nice	Nancy	Mâcon	Trappes
Machine de référence Compresseur à vitesse variable Bâtiment neuf	Consommations électriques froid	16,0	6,4	9,4	5,3
	Consommations électriques chaud	2,1	13,9	11,2	10,9
	Consommations résistances carter	1,6	1,2	1,1	1,2
	Total	19,8	21,6	21,7	17,5

Tableau 5-31 : Résultats de simulations saisonnières de la PAC de référence équipée de compresseur à vitesse variable en consommation (bâtiment neuf)

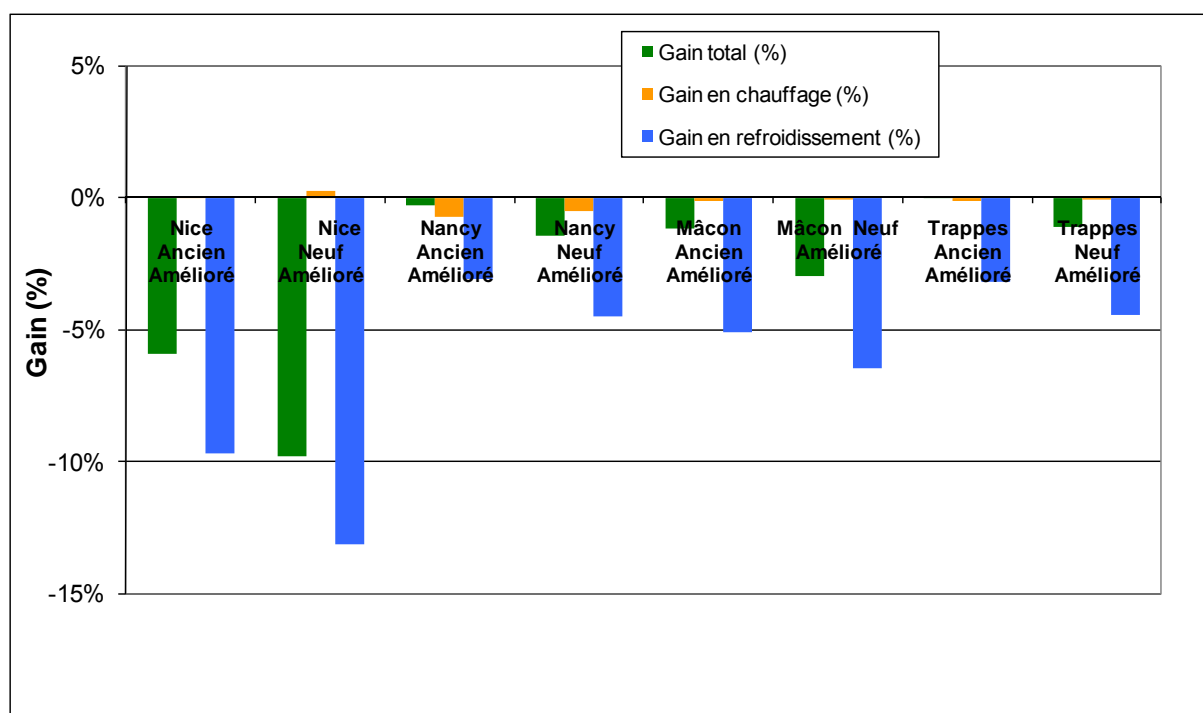


Figure 5-9 : Comparaisons des consommations électriques annuelles de l'option d'amélioration (compresseur à vitesse variable) par rapport à la machine de référence

en MWh		Nice	Nancy	Mâcon	Trappes
Machine de Référence	Total consommations (Ancien)	31,7	45,2	35,7	35,9
	Total consommations (neuf)	18,0	21,3	21,1	17,3
Machine de Référence Compresseur à vitesse variable	Total consommations (Ancien)	33,5	45,3	36,2	35,9
	Total consommations (neuf)	19,8	21,6	21,7	17,5
	Gain (Ancien) (%)	-6 %	0 %	-1 %	0 %
	Gain (Neuf) (%)	-10 %	-1 %	-3 %	-1 %

Tableau 5-32 : Gains en consommations électriques de l'option d'amélioration par rapport à la référence

L'objectif de réduire les consommations électriques de la PAC de référence et d'améliorer ses performances saisonnières n'est donc pas atteint.

L'interprétation de ce constat peut être liée au type du compresseur qui n'est pas adapté au fonctionnement en mode froid. De plus, la consommation de l'électronique de puissance (onduleur) s'ajoute à la puissance absorbée du compresseur à vitesse variable.

La généralisation de cette conclusion n'est pas conseillée à ce stade comme c'est un compresseur hypothétique conçu dans le cadre de cette étude pour l'évaluation de la vitesse variable sur une PAC pas nécessairement adaptée au débit variable de fluide frigorigène (échangeurs sous dimensionnés, ventilateur vitesse fixe,...).

5.3.1.2 Compresseur digital scroll

Le compresseur digital scroll a été envisagé durant cette thèse. Grâce à sa technologie de régulation de puissance, il offre une facilité de mise en oeuvre, une large gamme de modulation (10 – 100 %) et une absence de problèmes de retour d'huile [Copeland].

Une étude comparative effectuée par [Ilic 2001] sur un compresseur à vitesse variable, un compresseur digital scroll et un compresseur standard de tailles comparables, montre que le cyclage rapide du compresseur digital scroll à des fréquences élevées (0,01 – 0.1 Hz) par rapport au cyclage compresseur standard (0,001 Hz) ne dégrade les performances de la PAC que de 2,5 % à 7,5 % pour des cycles de 10 s à 80 s respectivement. Quant au compresseur à cyclage conventionnel, ses performances sont réduites de 11,5 %.

Principe et consommation électrique

Le rendement d'un moteur électrique est généralement optimisé pour un fonctionnement entre 75 % et 100 % de sa puissance nominale. Le cyclage du compresseur digital scroll affecte directement la consommation d'énergie. En effet, le compresseur fonctionne à deux régimes : à pleine charge ou à charge nulle, toujours à vitesse constante. Étant donné que le moteur est toujours en rotation, le passage de la pleine charge à la charge nulle ne nécessite pas de courant au démarrage intensif. La consommation électrique à charge nulle est environ 10 % de la pleine charge. La consommation d'énergie du compresseur :

$$P_{\text{absorbée}}(\tau) = \tau \times P_{\tau} + (1 - \tau) \times 0,1 \times P_{\tau=100\%}$$

Exemple: Pour un cycle fixe de 20 secondes le compresseur fonctionne à 70 % de la puissance nominale. La moyenne de consommation d'énergie est calculée :

$$P_{\text{absorbée}}(70\%) = 0,7 \times P_{\tau} + 0,3 \times 0,1 \times P_{\tau=100\%}$$

La durée maximale du cycle recommandée par le constructeur Copeland est de 30 secondes. Un temps de cycle optimal est affecté à chaque charge réduite selon la configuration du système. Il est recommandé de raccourcir les temps de cycle avec l'augmentation de la charge et vice versa. Le minimum de temps de cycle est limité à 10 secondes.

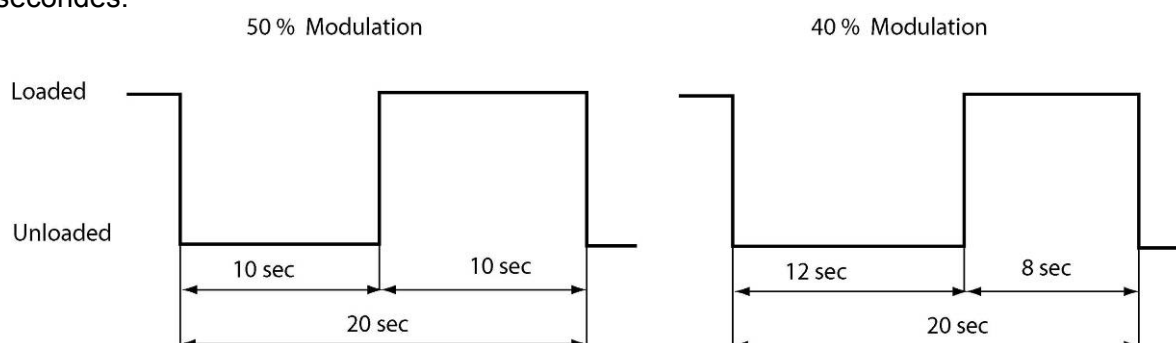


Figure 5-10 : Modulation de charge partielle à 50 % (à gauche) et 40 % (à droite) pour un temps de cycle de 20 secondes

Comme le montre la Figure 5-10, le temps de cycle est partagé en fonctionnement à pleine charge et charge nulle en fonction de la charge partielle demandée.

Les performances d'un compresseur digital scroll (ZRD 72 KCE) [Copeland] pour un cycle à temps fixé sont décrites en fonction du taux de charge dans la Figure 5-11 suivante :

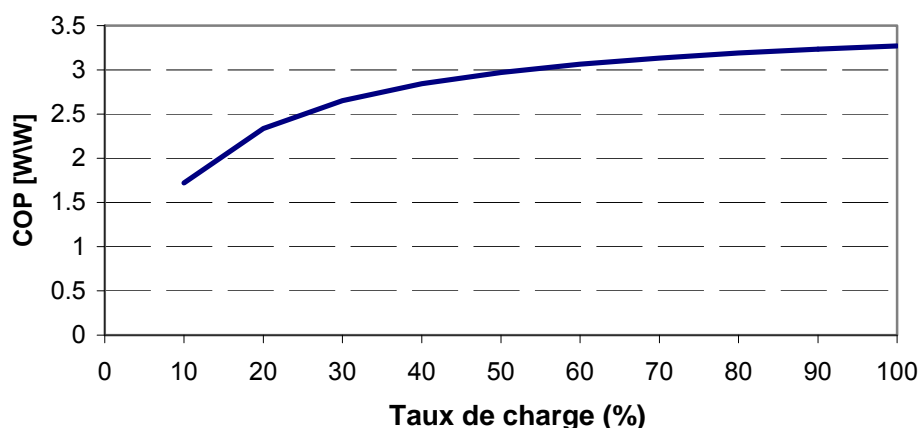


Figure 5-11 : Performance d'un compresseur digital scroll en fonction du taux de charge

Les performances à charge partielle peuvent être déduites de la performance à charge totale EER à 100%.

En résumé, le compresseur à vitesse variable reste pour l'instant le moyen préféré pour la régulation continue de la puissance thermique des PAC c'est pourquoi la variante digital scroll n'a pas été testée.

A noter que le développement du concept digital combiné à un moteur à 2 vitesses améliorant ses performances à charge partielle par rapport à un digital seul, ainsi qu'avec la nouvelle gamme de compresseurs digital scroll dotés de la technologie d'injection de vapeur EVI (Enhanced Vapor Injection). La performance et la fiabilité de ces derniers compresseurs sont optimisées : augmentation de l'efficacité allant jusqu'à 7 % et de la puissance de chauffage jusqu'à 20 %.

5.3.1.3 Echangeur mini-canaux

L'intérêt d'un échangeur mini-canaux expliqué lors du choix des composants du prototype (chapitre 3), porte essentiellement sur la charge réduite en fluide, la compacité et le poids, l'utilisation des fluides à haute pression comme le CO₂, et enfin les performances thermiques.

▪ *Comparaison échangeur mini-canaux et échangeur tubes ailetés*

Deux échangeurs sont comparés, le premier est l'échangeur type tubes et ailettes de la machine de référence, dont la géométrie s'inspire des batteries à ailettes standards en U. Le deuxième est un échangeur à mini-canaux dont la géométrie est adaptée pour occuper à peu près le même volume du premier échangeur sur la carrosserie de la machine de référence. Les données géométriques des deux échangeurs étudiés sont les suivantes :

	Echangeur tubes ailetés	Echangeur à mini-canaux
Diamètre hydraulique	8 mm	1 mm
Nombre de rangs	3	2
Nombre de circuits	24	87
Nombre de canaux/tube	-	25
Pas transversal	15 mm	13 mm
Pas longitudinal	18 mm	35 mm
Pas ailettes w	1,8 mm	1,8 mm

Tableau 5-33 : Géométries des échangeurs étudiés

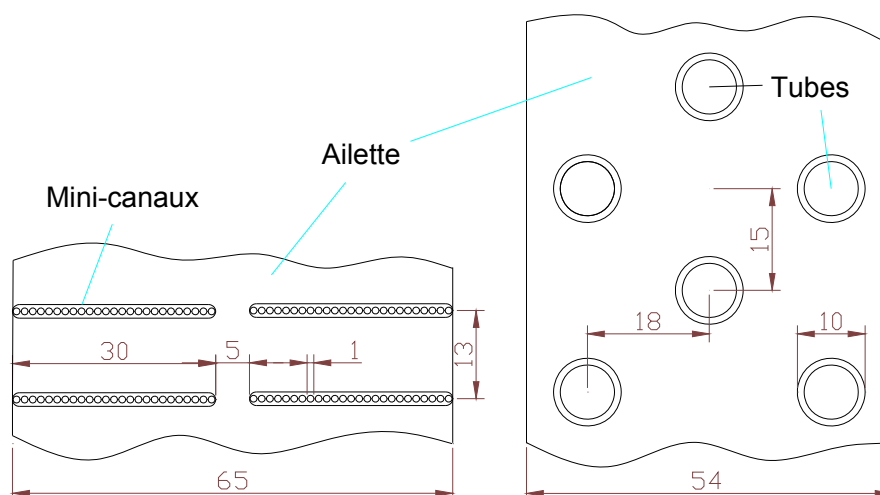


Figure 5-12 : Schéma des échangeurs étudiés

La surface d'échange apparente (frontale) des deux échangeurs à air est environ 3,104 m², et le volume occupé est de l'ordre de 0,240 m³. La surface d'échange extérieure en contact direct avec l'air de la batterie mini-canaux est environ 200 m² quant à la batterie tubes ailetés la surface elle n'est que 100 m².

La surface d'échange intérieure (côté fluide frigorigène) de la batterie mini-canaux est environ 40 m² quant à la batterie tubes ailetés la surface elle n'est que de 10 m².

La compacité de l'échangeur est définie par le rapport de la surface d'échange extérieure sur le volume occupé par l'échangeur. Un échangeur est classé « compact » lorsque sa compacité est supérieure à 700 m²/m³.

On déduit la compacité de l'échangeur mini-canaux qui est égale à 833 m²/m³ alors que celle de l'échangeur tubes ailetés est égale à 417 m²/m³ clairement plus faible.

▪ *Résultats des simulations saisonnières de l'échangeur mini-canaux*

Des simulations sont menées pour évaluer cette option toujours à partir de la machine de référence ; l'échangeur tubes ailetés étant remplacé par l'échangeur mini-canaux. Les tableaux ci-dessous récapitulent les résultats des simulations annuelles :

		Nice	Nancy	Mâcon	Trappes
Machine de référence Echangeur mini-canaux Bâtiment ancien	SEER	5,32	5,53	5,57	5,87
	SCOP	3,36	2,63	2,81	2,83
	COP annuel	4,17	3,05	3,42	3,30

Tableau 5-34 : Performances annuelles de la machine de référence équipée d'échangeur à air mini-canaux couplée à un bâtiment ancien

		Nice	Nancy	Mâcon	Trappes
Machine de référence Echangeur mini-canaux Bâtiment neuf	SEER	5,44	5,48	5,43	5,84
	SCOP	3,34	2,65	2,86	2,88
	COP annuel	4,46	3,10	3,55	3,32

Tableau 5-35 : Performances annuelles de la machine de référence équipée d'échangeur à air mini-canaux couplée à un bâtiment neuf

Les consommations annuelles électriques sont aussi calculées pour les différentes zones géographiques dans le cas du bâtiment ancien et du bâtiment neuf :

en MWh		Nice	Nancy	Mâcon	Trappes
Machine de référence Echangeur mini-canaux Bâtiment ancien	Consommations électriques froid	15,5	7,8	9,2	6,7
	Consommations électriques chaud	10,2	29,8	20,0	23,2
	Consommations résistances carter	2,2	2,2	2,2	1,9
	Total	27,9	39,9	31,4	31,8

Tableau 5-36 : Résultats de simulations saisonnières de la PAC de référence équipée d'échangeur à air mini-canaux en consommation (bâtiment ancien)

en MWh		Nice	Nancy	Mâcon	Trappes
Machine de référence Echangeur mini-canaux Bâtiment neuf	Consommations électriques froid	12,1	4,8	7,1	4,0
	Consommations électriques chaud	1,9	12,1	9,7	9,4
	Consommations résistances carter	2,2	2,2	2,2	1,9
	Total	16,1	18,8	18,7	15,3

Tableau 5-37 : Résultats de simulations saisonnières de la PAC de référence équipée d'échangeur à air mini-canaux en consommation (bâtiment neuf)

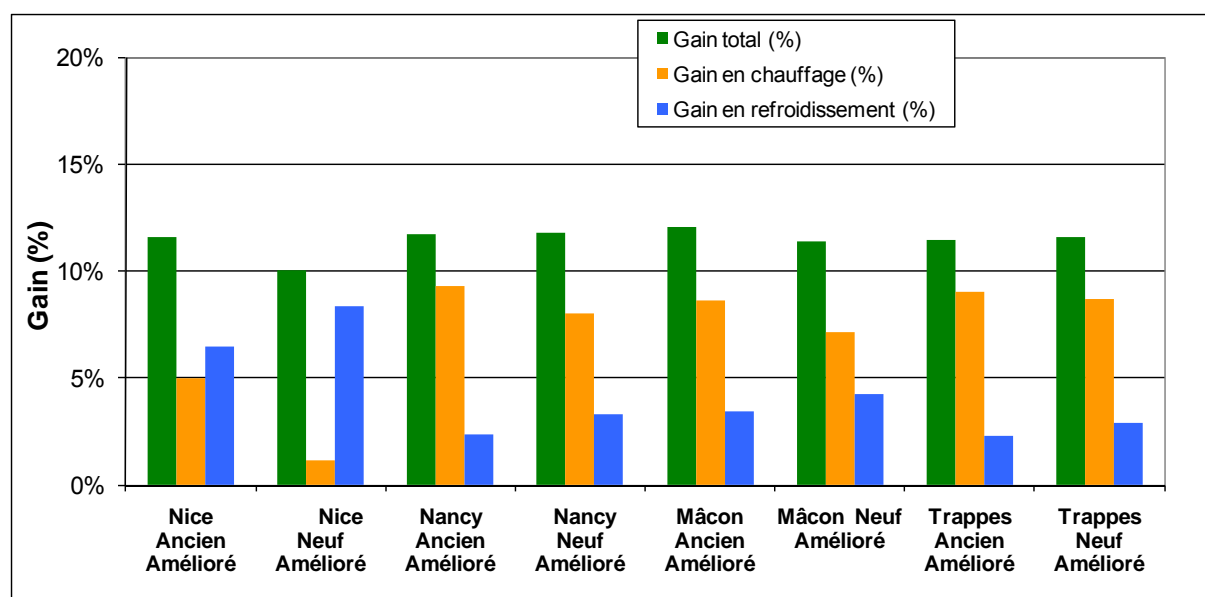


Figure 5-13 : Comparaisons des consommations électriques annuelles de l'option d'amélioration (échangeur mini-canaux) par rapport à la machine de référence

La réduction des consommations électriques atteinte par l'utilisation d'un échangeur à air mini-canaux à la place d'un échangeur à air tubes ailetés, est entre 10 et 12 % en fonction de la zone climatique, par rapport à la machine de référence pour les bâtiments anciens et neufs.

en MWh		Nice	Nancy	Mâcon	Trappes
Machine de Référence	Total consommations (Ancien)	31,7	45,2	35,7	35,9
	Total consommations (neuf)	18,0	21,3	21,1	17,3
Machine de Référence Echangeur mini-canaux	Total consommations (Ancien)	27,9	39,9	31,4	31,8
	Total consommations (neuf)	16,1	18,8	18,7	15,3
	Gain (Ancien) (%)	12 %	12 %	12 %	11 %
	Gain (Neuf) (%)	10 %	12 %	11 %	12 %

Tableau 5-38 : Gains en consommations électriques de l'option d'amélioration par rapport à la référence

5.3.2 Résistance de carter innovante

L'impact en consommation des résistances de carter servant au maintien en température des compresseurs de pompe à chaleur peut être relativement important. Pour remédier à cela, trois solutions techniques de réchauffage sont proposées [Kinab 2009] :

- emploi d'une nouvelle résistance innovante de puissance réduite (facteur 3) de l'ordre de 0,2 % de la puissance nominale des compresseurs,
- contrôle de marche de la résistance en fonction de la température extérieure (mise en marche de la résistance à partir de $T_{\text{extérieur}} < 15^{\circ}\text{C}$),
- combinaison des 2 techniques.

Ces solutions sont comparées à la PAC de référence composée de 2 compresseurs ZP180 équipés d'une résistance de carter standard (0,6 % de la puissance nominale des compresseurs).

Le gain apporté par l'emploi d'une nouvelle technique de réchauffage des carters des compresseurs (Figure 5-14) sera exprimé en pourcentage de gain en consommation par rapport à la solution traditionnelle.

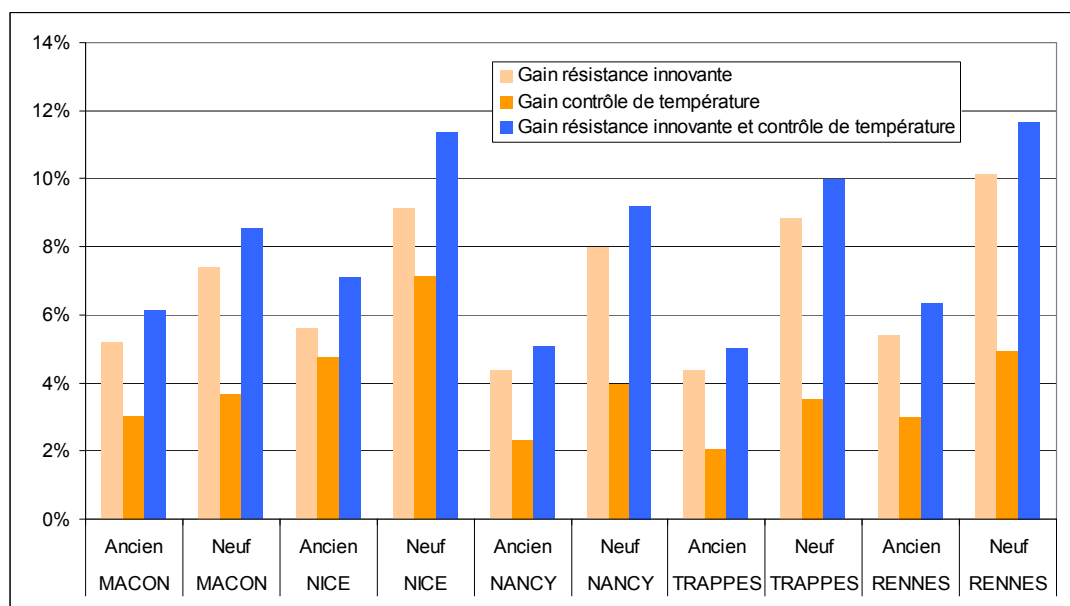


Figure 5-14 : Gain en consommation des nouvelles techniques de réchauffage des carters

Le gain de consommation varie de 2 % à 11 % en fonction du type de bâtiment et de la zone géographique. Ce gain est plus important dans les bâtiments neufs que dans les bâtiments anciens car les heures d'arrêt de la PAC sont plus nombreuses induisant un fonctionnement prolongé des résistances de carter. Le gain maximal, de l'ordre de 11 %, est atteint pour un bâtiment neuf à Nice dont la saison de chauffage est la plus courte.

5.4 Etude technico-économique

L'étude technico-économique dans ce paragraphe est présentée en trois parties :

- Comparaison de la PAC de référence et la PAC prototype,
- Comparaison de la PAC de référence et les options d'amélioration,
- Présentation d'une PAC regroupant les meilleures options.

5.4.1 Comparaison énergétique de la PAC de référence et de la PAC prototype

Les besoins de refroidissement et de chauffage du bâtiment de bureau choisi (cf. § 4.3.2) sont supposés couverts par la PAC de référence ou par un groupe de PAC prototype compte tenu des facteurs de dimensionnement adoptés.

Les tableaux ci-après comparent les consommations électriques annuelles des 2 PACs en fonction de la zone climatique et du type de bâtiment (bâtiment ancien Tableau 5-39 et bâtiment neuf Tableau 5-40) :

Bâtiment ancien		Nice	Nancy	Mâcon	Trappes
	Besoins froid (MWh)	82,2	43,3	51,1	39,2
PAC Référence	C _{élec} froid (MWh)	17,5	8,9	10,4	7,5
PAC Prototype	C _{élec} froid (MWh)	18,0	9,0	10,6	7,8
	$\Delta C_{élec}$ froid (MWh)	-0,5	-0,1	-0,2	-0,3
	Besoin chaud (MWh)	34,3	78,5	56,3	65,8
PAC Référence	C _{élec} chaud (MWh)	11,8	34,0	23,1	26,5
PAC Prototype	C _{élec} chaud (MWh)	12,1	31,4	21,6	24,7
	$\Delta C_{élec}$ chaud (MWh)	-0,3	2,6	1,5	1,8
Consommations auxiliaires (Résistance carter) (MWh)					
PAC Référence	C _{élec} (MWh)	2,3	2,3	2,2	1,9
PAC Prototype	C _{élec} (MWh)	0,3	0,2	0,2	0,2
	$\Delta C_{élec}$ (MWh)	2,0	2,1	2,0	1,7
	Comparaison				
PAC Référence	Total (MWh)	31,7	45,2	35,7	35,9
PAC Prototype	Total (MWh)	30,4	40,6	32,4	32,7
	Gain (MWh)	1,3	4,6	3,3	3,2
	Gain (%)	4 %	10 %	9 %	9 %

Tableau 5-39 : Comparaison des consommations des PAC référence et prototype (bâtiment ancien)

Bâtiment neuf		Nice	Nancy	Mâcon	Trappes
	Besoins froid (MWh)	65,5	26,3	38,7	23,4
PAC Référence	C _{élec} froid (MWh)	13,6	5,5	8,0	4,5
PAC Prototype	C _{élec} froid (MWh)	14,1	5,6	8,2	4,7
	$\Delta C_{élec}$ froid (MWh)	-0,5	-0,1	-0,2	-0,2
	Besoin chaud (MWh)	6,2	32,0	27,7	27,2
PAC Référence	C _{élec} chaud (MWh)	2,1	13,8	11,2	10,9
PAC Prototype	C _{élec} chaud (MWh)	2,2	12,6	10,6	10,2
	$\Delta C_{élec}$ chaud (MWh)	-0,1	1,2	0,6	0,7
Consommations auxiliaires (Résistance carter) (MWh)					
PAC Référence	C _{élec} (MWh)	2,2	2,0	1,9	1,8
PAC Prototype	C _{élec} (MWh)	0,3	0,2	0,2	0,2
	$\Delta C_{élec}$ (MWh)	1,9	1,8	1,7	1,6
	Comparaison				
PAC Référence	Total (MWh)	18,0	21,3	21,1	17,3
PAC Prototype	Total (MWh)	16,6	18,4	19,0	15,1
	Ecart (MWh)	1,4	2,9	2,1	2,2
	Ecart (%)	8 %	14 %	10 %	13 %

Tableau 5-40: Comparaison des consommations des PAC référence et prototype (bâtiment neuf)

On remarque que, à part à Nice, l'économie de consommation est plus importante en valeur absolue dans le cas des bâtiments anciens en MWh, du fait que les consommations des bâtiments anciens sont plus élevées que dans les bâtiments neufs. Au contraire, en écart relatif cette économie de consommation a une influence plus marquée sur les bâtiments neufs de 8 à 14 % contre 4 à 10 % pour le cas des bâtiments anciens. C'est à Nancy, que la PAC prototype apporte le gain le plus important.

5.4.2 Gain économique d'exploitation de la PAC de référence par rapport à la PAC prototype

L'économie en énergie peut être traduite en économie d'exploitation sur la base d'un prix moyen de l'électricité de 80 € HT/MWh [Eurostat 2008].

	Nice	Nancy	Mâcon	Trappes
Ecart de consommation (bâtiment ancien) (MWh)	1,3	4,6	3,3	3,2
Economie d'exploitation (bâtiment ancien) (€ HT)	101	367	268	258
Ecart de consommation (bâtiment neuf) (MWh)	1,4	2,9	2,1	2,2
Economie d'exploitation (bâtiment neuf) (€ HT)	111	230	167	173

Tableau 5-41 : Economie de d'exploitation du prototype

Ces économies d'exploitation sont évaluées ensuite par rapport aux coûts de la PAC de référence et de la PAC prototype dans le § 5.4.5.1.

5.4.3 Comparaison énergétique de la PAC de référence et la PAC de référence améliorée

La synthèse des gains de consommations électriques des options d'amélioration étudiées appliquées à la PAC de référence par rapport à ses consommations de base, est rassemblée dans ce paragraphe pour le cas d'un bâtiment ancien et d'un bâtiment neuf dans les différentes zones climatiques françaises.

On adopte la notation suivante pour les tableaux qui suivent :

- PAC1 : PAC de référence équipée des compresseurs ZP120 et ZP235
- PAC2 : PAC de référence équipée des compresseurs CP_ch orienté mode chaud et CP_fr orienté mode froid
- PAC3 : PAC de référence équipée d'échangeurs surdimensionnés de 30 %
- PAC4 : PAC de référence équipée d'un ventilateur à vitesse variable
- PAC5 : PAC de référence équipée d'un échangeur mini-canaux

Bâtiment ancien		Nice	Nancy	Mâcon	Trappes
	Besoins froid (MWh)	82,2	43,3	51,1	39,2
PAC Référence	C _{élec} froid (MWh)	17,5	8,9	10,4	7,5
PAC1	C _{élec} froid (MWh)	18,5	9,7	11,3	8,3
PAC2	C _{élec} froid (MWh)	16,4	8,4	9,8	7,1
PAC3	C _{élec} froid (MWh)	15,8	8,1	9,3	6,8
PAC4	C _{élec} froid (MWh)	16,6	8,4	9,9	7,1
PAC5	C _{élec} froid (MWh)	15,5	7,8	9,2	6,7
	Besoin chaud (MWh)	34,3	78,5	56,3	65,8
PAC Référence	C _{élec} chaud (MWh)	11,8	34,0	23,1	26,5
PAC1	C _{élec} chaud (MWh)	8,6	26,3	17,5	20,2
PAC2	C _{élec} chaud (MWh)	11,6	31,2	21,4	24,7
PAC3	C _{élec} chaud (MWh)	10,1	29,3	19,5	22,7
PAC4	C _{élec} chaud (MWh)	11,1	31,9	21,7	24,9
PAC5	C _{élec} chaud (MWh)	10,2	29,8	20,0	23,2
Consommations auxiliaires (Résistance carter) (MWh)					
PAC Référence	C _{élec} (MWh)	2,3	2,3	2,2	1,9
PAC1	C _{élec} (MWh)	2,7	2,9	2,8	2,3
PAC2	C _{élec} (MWh)	2,2	2,1	2,1	1,8
PAC3	C _{élec} (MWh)	2,3	2,3	2,2	1,9

PAC4	C _{élec} (MWh)	2,3	2,3	2,2	1,9
PAC5	C _{élec} (MWh)	2,3	2,3	2,2	1,9
Comparaison					
PAC Référence	Total (MWh)	31,7	45,2	35,7	35,9
PAC1	Total (MWh)	29,8	39,0	31,6	30,8
PAC2	Total (MWh)	30,2	41,6	33,3	33,5
PAC3	Total (MWh)	28,2	39,7	30,9	31,4
PAC4	Total (MWh)	30,0	42,6	33,7	33,9
PAC5	Total (MWh)	27,9	39,9	31,4	31,8
PAC1	Gain (%)	6 %	16 %	11 %	14 %
PAC2	Gain (%)	5 %	9 %	7 %	7 %
PAC3	Gain (%)	11 %	12 %	13 %	13 %
PAC4	Gain (%)	5 %	6 %	6 %	6 %
PAC5	Gain (%)	12 %	12 %	12 %	11 %

Tableau 5-42 : Comparaison des consommations de la PAC référence et la PAC de référence amélioré (bâtiment ancien)

Bâtiment neuf		Nice	Nancy	Mâcon	Trappes
	Besoins froid (MWh)	82,2	43,3	51,1	39,2
PAC Référence	C _{élec} froid (MWh)	13,6	5,5	8,0	4,5
PAC1	C _{élec} froid (MWh)	14,3	5,9	8,5	5,0
PAC2	C _{élec} froid (MWh)	12,8	5,1	7,5	4,3
PAC3	C _{élec} froid (MWh)	12,2	4,9	7,1	4,1
PAC4	C _{élec} froid (MWh)	12,9	5,2	7,6	4,3
PAC5	C _{élec} froid (MWh)	12,1	4,8	7,1	4,0
	Besoin chaud (MWh)	34,3	78,5	56,3	65,8
PAC Référence	C _{élec} chaud (MWh)	2,1	13,8	11,2	10,9
PAC1	C _{élec} chaud (MWh)	1,6	10,7	8,4	8,2
PAC2	C _{élec} chaud (MWh)	2,1	12,7	10,4	10,1
PAC3	C _{élec} chaud (MWh)	1,8	11,8	9,4	9,2
PAC4	C _{élec} chaud (MWh)	2,0	12,9	10,5	10,2
PAC5	C _{élec} chaud (MWh)	1,9	12,1	9,7	9,4
Consommations auxiliaires (Résistance carter) (MWh)					
PAC Référence	C _{élec} (MWh)	2,2	2,0	1,9	1,8
PAC1	C _{élec} (MWh)	2,4	2,3	2,2	2,0
PAC2	C _{élec} (MWh)	2,2	1,9	1,8	1,8
PAC3	C _{élec} (MWh)	2,2	2,0	1,9	1,8
PAC4	C _{élec} (MWh)	2,2	2,0	1,9	1,8
PAC5	C _{élec} (MWh)	2,2	2,0	1,9	1,8
Comparaison					
PAC Référence	Total (MWh)	18,0	21,3	21,1	17,3
PAC1	Total (MWh)	18,3	18,9	19,1	15,2
PAC2	Total (MWh)	17,1	19,7	19,7	16,2
PAC3	Total (MWh)	16,3	18,6	18,4	15,1
PAC4	Total (MWh)	17,1	20,1	20,0	16,3
PAC5	Total (MWh)	16,1	18,8	18,7	15,3
PAC1	Ecart (%)	-2 %	11 %	9 %	12 %
PAC2	Ecart (%)	5 %	8 %	6 %	6 %
PAC3	Ecart (%)	10 %	12 %	13 %	13 %
PAC4	Ecart (%)	5 %	6 %	5 %	6 %
PAC5	Ecart (%)	11 %	12 %	11 %	12 %

Tableau 5-43 : Comparaison des consommations de la PAC référence et la PAC de référence amélioré (bâtiment neuf)

Les gains énergétiques apportés par les différentes configurations d'amélioration sont évalués en fonction du type du bâtiment. En effet, la réduction de consommations d'électricité pour le cas du bâtiment ancien varie de 5 % à 16 %, et de -2 % à 13 % pour le cas de bâtiment neuf.

Pour les options concernant l'amélioration du compresseur « PAC1 » (ZP120 et ZP235) et « PAC2 » (CP_ch orienté mode chaud et CP_fr orienté mode froid), « PAC1 » est meilleure avec des réductions de 6 à 16 % en fonction du type de bâtiment et de la zone climatique, même si dans le cas du bâtiment neuf à Nice « PAC2 » est plus avantageuse surtout avec le gain du rendement du compresseur orienté froid qui aura un effet positif par rapport au climat chaud de Nice.

L'option « PAC4 » (ventilateur à vitesse variable) apporte un gain de l'ordre de 5 à 6 % dans les différents types de bâtiment et climat.

Les gains apportés par les options concernant l'amélioration des échangeurs thermiques « PAC3 » (échangeurs surdimensionnés de 30 %) et « PAC5 » (échangeur mini-canaux) sont comparables de l'ordre de 10 à 13 % en fonction du type de bâtiment et de la zone climatique.

Du point de vue de la zone climatique, les améliorations augmentent avec les climats nécessitant le plus de besoins thermiques, en particulier Nancy caractérisé par une demande de chauffage élevée.

5.4.4 Gain économique d'exploitation de la PAC de référence améliorée par rapport à la PAC de référence

L'économie en énergie est à nouveau traduite en économie d'exploitation sur la base d'un prix moyen de l'électricité de 80 € HT/MWh pour les différentes configurations d'amélioration de la PAC de référence appliquées pour le cas d'un bâtiment ancien et bâtiment neuf dans les différentes zones climatiques françaises dans le tableau suivant :

	Nice		Nancy		Mâcon		Trappes	
	Ecart (MWh)	Economie (€ HT)	Ecart (MWh)	Economie (€ HT)	Ecart (MWh)	Economie (€ HT)	Ecart (MWh)	Economie (€ HT)
PAC1 (ancien)	1,9	151	6,2	500	4,1	328	5,1	409
PAC2 (ancien)	1,5	118	3,6	288	2,4	194	2,4	190
PAC3 (ancien)	3,5	284	5,5	440	4,8	381	4,5	361
PAC4 (ancien)	1,7	136	2,6	208	2	160	2	160
PAC5 (ancien)	3,8	302	5,3	424	4,3	344	4,1	329
PAC1 (neuf)	-0,3	-28	2,4	192	2,0	159	2,1	167
PAC2 (neuf)	0,9	72	1,6	128	1,3	107	1,1	88
PAC3 (neuf)	1,7	137	2,6	212	2,7	212	2,2	174
PAC4 (neuf)	0,9	71	1,2	94	1,1	87	1,0	77
PAC5 (neuf)	1,9	152	2,4	196	2,4	193	2,0	160

Tableau 5-44 : Economie d'exploitation de la PAC de référence équipées des différentes configurations d'amélioration

Les écarts de consommations d'électricité apportés par les différentes configurations d'amélioration sont plus importantes dans le cas du bâtiment ancien que dans le cas du bâtiment neuf, ce qui se traduit directement par une économie d'exploitation plus importante qui contribuera à un temps de retour sur investissement de l'option considérée plus rapide.

5.4.5 Rentabilité économique des améliorations

5.4.5.1 Décomposition des coûts des principaux composants de la PAC prototype

Une décomposition des coûts des principaux composants de la PAC est proposée dans le tableau suivant. Ces valeurs « indicatives » ont été validées par des constructeurs de systèmes thermiques. On présente les coûts de fabrication de chaque composant ainsi que les coûts d'assemblage ou coûts de main d'œuvre.

Composant	% coût fabrication	% coût assemblage	Total
1 Compresseur + variateur de fréquence	17%	4%	20%
2 Variateur de fréquence du ventilateur	5%	1%	6%
3 Echangeur à plaques	10%	4%	14%
4 Détendeur électronique	4%	1%	5%
5 Batterie à air	11%	4%	15%
6 Tube	4%	4%	7%
7 Charge de fluide	2%	1%	3%
8 Bouteille réserve de liquide + résistance carter	1%	1%	2%
9 Ventilateur	4%	2%	6%
10 Châssis	6%	2%	7%
11 Divers	6%	2%	7%
12 Régulation	2%	1%	3%
13 Electrique	4%	2%	6%
Somme	73%	27%	100%

Tableau 5-45 : Table de décomposition des coûts des principaux composants de la PAC

Le compresseur et son variateur de fréquence constituent 20 % du coût global de la machine, c'est l'élément le plus cher du système, suivi par la batterie à air qui représente 15 % du coût global.

5.4.5.2 Temps de retour sur investissement du prototype

Le coût de la pompe à chaleur standard de référence (§5.2.2) de puissance nominale 81 kW en chaud, est de 17 400 € HT. Une machine de la même gamme de puissance nominale 50 kW (puissance du prototype) que la PAC de référence, serait de 15 500 € HT selon le fabricant de la PAC.

Pour ce qui concerne la PAC prototype, il est à noter que la pompe de circulation à vitesse variable utilisée coûte 4 fois plus cher qu'une pompe standard. Quant à la batterie mini-canaux, il a été fait l'hypothèse qu'elle aurait « en série » le même coût qu'une batterie standard à tubes ailetés. Il y a néanmoins un surcoût du fait du maintien de la taille de l'échangeur pour des compresseurs de plus faible puissance. Globalement, le surcoût est estimé à 2000 €HT par le fabricant de la PAC.

On peut déterminer le temps de retour du prototype comparé à la machine de référence sur la base d'un prix de prototype, dans le cas du bâtiment ancien de besoin thermique maximal de 50 kW :

	Nice	Nancy	Mâcon	Trappes
Economie d'exploitation (€ HT)	101	367	268	258
Surcoût (€ HT)	2 000	2 000	2 000	2 000
Temps de retour brut (bâtiment ancien)	19,7 ans	5,4 ans	7,5 ans	7,8 ans

Tableau 5-46 : Temps de retour sur la base d'un prix de prototype (bâtiment ancien)

dans le cas du bâtiment neuf de besoin thermique maximal de 50 kW :

	Nice	Nancy	Mâcon	Trappes
Economie d'exploitation (€ HT)	111	230	167	173
Surcoût (€ HT)	2 000	2 000	2 000	2 000
Temps de retour brut (bâtiment neuf)	17,9 ans	8,7 ans	12,0 ans	11,6 ans

Tableau 5-47 : Temps de retour sur la base du prix de prototype (bâtiment neuf)

Le temps de retour le meilleur se situe à Nancy avec environ 5 ans (gains en consommation plus élevés dans ce climat). Il faut rappeler qu'il s'agit d'un prix de prototype, normalement plus élevé que celui des systèmes produits en série sur une chaîne de production.

5.4.5.3 Temps de retour sur investissement de la PAC de référence améliorée

Les économies d'exploitation dues aux améliorations de la machine de référence apportée par les différentes configurations « PAC1 », « PAC2 », « PAC3 », « PAC4 » et « PAC5 » sont conditionnées aux surcoûts par rapport à la machine de référence.

Dans notre estimation, la configuration « PAC1 » (compresseurs ZP120 et ZP235) ne présente pas de surcoût par rapport à la machine de référence (2 compresseurs ZP180). Les configurations « PAC2 » (CP_ch orienté mode chaud et CP_fr orienté mode froid) et « PAC5 » (échangeur mini-canaux), ne présentent ni surcoût de fabrication ni surcoût d'assemblage mais par contre elles nécessitent encore des investissements de recherche et développement.

Le surcoût de la configuration « PAC4 » (ventilateur à vitesse variable) peut être déduit en sachant la part du ventilateur (4 %) donnée au Tableau 5-45, à partir du surcoût total (2 000 €) de la PAC prototype équipé d'un ventilateur à vitesse variable par rapport à la PAC de référence, soit 80 €.

Quant à la configuration « PAC3 » (échangeurs surdimensionnés de 30 %), elle aura un surcoût de fabrication estimé globalement à 30 % par rapport à la part des échangeurs (21 %) donnée au Tableau 5-45 du prix de la PAC de référence, soit environ 1 100 €.

Les temps de retour sur investissement de la configuration « PAC3 » sont détaillés en fonction du type de bâtiment et de la zone climatique dans les Tableau 5-48 et Tableau 5-49 suivants :

	Nice	Nancy	Mâcon	Trappes
Economie d'exploitation (€ HT)	284	440	381	361
Surcoût (€ HT)	1 100	1 100	1 100	1 100
Temps de retour brut (bâtiment ancien)	3,9 ans	2,5 ans	2,9 ans	3,0 ans

Tableau 5-48 : Temps de retour de la configuration « PAC3 » (bâtiment ancien)

	Nice	Nancy	Mâcon	Trappes
Economie d'exploitation (€ HT)	137	212	212	174
Surcoût (€ HT)	1 100	1 100	1 100	1 100
Temps de retour brut (bâtiment neuf)	8.0	5.2	5.2	6.3

Tableau 5-49 : Temps de retour de la configuration « PAC3 » (bâtiment neuf)

5.5 Perspective : une nouvelle PAC regroupant les meilleures options d'amélioration

Au cours de ce chapitre, des options d'amélioration ont été présentées et le prototype conçu durant cette thèse ne regroupe pas toutes ces options avantageuses.

Les options les plus intéressantes détectées en simulation, qui peuvent constituer une nouvelle PAC optimisée du point de vue performances saisonnières par rapport à la machine de référence (§5.2.2) sont :

- Optimisation étagement de puissance avec un tandem ZP120 & ZP235
- Echangeur mini-canaux ou échangeur surdimensionné
- Adaptation du débit d'air par ventilateur à vitesse variable
- Résistance de carter innovante (0,2% de la puissance nominale)

		Nice	Nancy	Mâcon	Trappes
Machine de référence Meilleures options Bâtiment ancien	SEER	5,01	5,17	5,21	5,46
	SCOP	4,25	3,19	3,49	3,46
	COP annuel	4,60	3,60	4,01	3,90

Tableau 5-50 : Performances annuelles de la machine de référence groupant les meilleures options (bâtiment ancien)

		Nice	Nancy	Mâcon	Trappes
Machine de référence Meilleures options Bâtiment neuf	SEER	5,12	5,13	5,14	5,41
	SCOP	4,30	3,24	3,55	3,57
	COP annuel	4,79	3,71	4,15	4,02

Tableau 5-51 : Performances annuelles de la machine de référence groupant les meilleures options (bâtiment neuf)

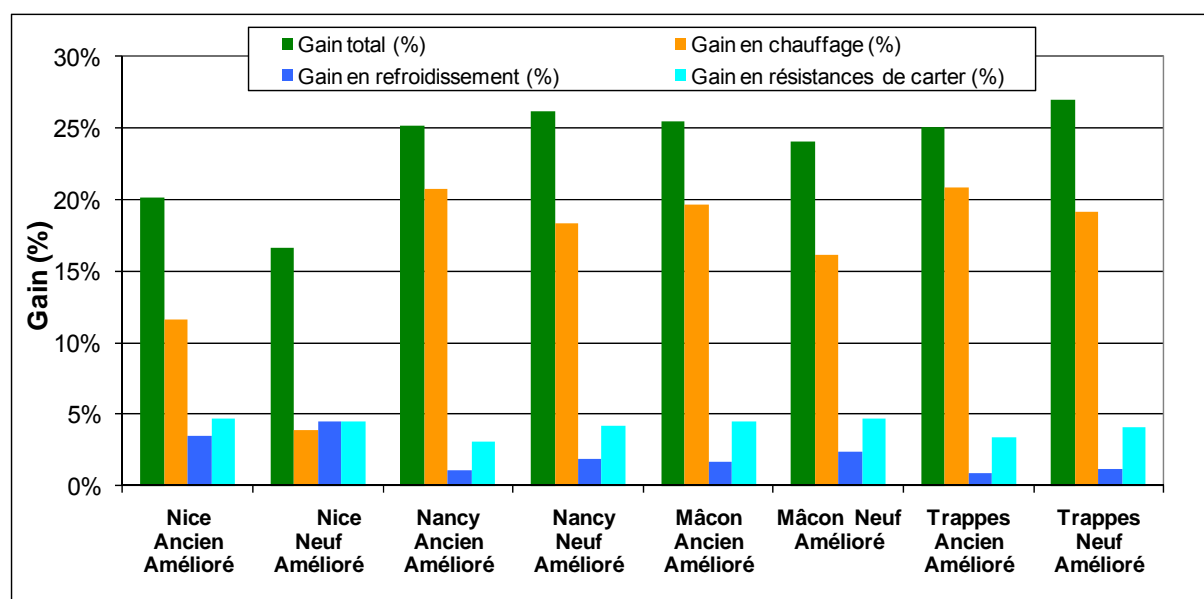


Figure 5-15 : Comparaisons des consommations électriques annuelles des meilleures options par rapport à la machine de référence

Bâtiment ancien		Nice	Nancy	Mâcon	Trappes
	Besoins froid (MWh)	82,2	43,3	51,1	39,2
PAC Référence	C _{élec} froid (MWh)	17,5	8,9	10,4	7,5
Meilleures Options	C _{élec} froid (MWh)	16,4	8,4	9,8	7,2
	ΔC _{élec} froid (MWh)	1,1	0,5	0,6	0,4
	Besoin chaud (MWh)	34,3	78,5	56,3	65,8
PAC Référence	C _{élec} chaud (MWh)	11,8	34,0	23,1	26,5
Meilleures Options	C _{élec} chaud (MWh)	8,1	24,6	16,1	19,0
	ΔC _{élec} chaud (MWh)	3,7	9,4	7,0	7,5
Consommations auxiliaires (Résistance carter) (MWh)					
PAC Référence	C _{élec} (MWh)	2,3	2,3	2,2	1,9
Meilleures Options	C _{élec} (MWh)	0,8	0,9	0,6	0,7
	ΔC _{élec} (MWh)	1,5	1,4	1,6	1,2
	Comparaison				
PAC Référence	Total (MWh)	31,7	45,2	35,7	35,9
Meilleures Options	Total (MWh)	25,3	33,8	26,6	26,9
	Gain (MWh)	6,3	11,4	9,2	9,0
	Gain (%)	20%	25%	26%	25%

Tableau 5-52 : Comparaison des consommations entre PAC de référence et un modèle groupant les meilleures options (bâtiment ancien)

Bâtiment neuf		Nice	Nancy	Mâcon	Trappes
	Besoins froid (MWh)	82,2	43,3	51,1	39,2
PAC Référence	C _{élec} froid (MWh)	13,6	5,5	8,0	4,5
Meilleures Options	C _{élec} froid (MWh)	12,8	5,1	7,5	4,3
	ΔC _{élec} froid (MWh)	0,8	0,3	0,5	0,2
	Besoin chaud (MWh)	34,3	78,5	56,3	65,8
PAC Référence	C _{élec} chaud (MWh)	2,1	13,8	11,2	10,9
Meilleures Options	C _{élec} chaud (MWh)	1,4	9,9	7,8	7,6
	ΔC _{élec} chaud (MWh)	0,7	3,9	3,4	3,3
Consommations auxiliaires (Résistance carter) (MWh)					

PAC Référence	C _{élec} (MWh)	2,1	13,8	11,2	10,9
Meilleures Options	C _{élec} (MWh)	1,5	1,4	1,2	1,2
	$\Delta C_{\text{élec}}$ (MWh)	0,7	3,9	3,4	3,3
	Comparaison				
PAC Référence	Total (MWh)	18,0	21,3	21,1	17,3
Meilleures Options	Total (MWh)	15,0	15,7	16,0	12,6
	Ecart (MWh)	3,0	5,6	5,1	4,7
	Ecart (%)	17 %	26 %	24 %	27 %

Tableau 5-53: Comparaison des consommations entre PAC de référence et un modèle groupant les meilleures options (bâtiment neuf)

Une réduction de consommation significative est observée dans toutes les zones géographiques dans le cas de bâtiment ancien et dans le cas de bâtiment neuf,

L'économie en énergie est traduite en économie d'exploitation sur la base d'un prix moyen de l'électricité de 80 € HT/MWh pour le cas d'un bâtiment ancien et bâtiment neuf dans les différentes zones climatiques françaises dans le tableau suivant :

	Nice	Nancy	Mâcon	Trappes
Ecart de consommation (bâtiment ancien) (MWh)	6,3	11,4	9,2	9,0
Economie d'exploitation (bâtiment ancien) (€ HT)	504	912	736	720
Ecart de consommation (bâtiment neuf) (MWh)	3,0	5,6	5,1	4,7
Economie d'exploitation (bâtiment neuf) (€ HT)	240	448	408	376

Enfin, la machine de référence regroupant les meilleures options d'amélioration induit des économies d'exploitation importantes permettant un temps de retour sur investissement des surcoûts assez réduit.

6 Conclusion - Perspectives

Le présent document présente une étude innovante sur l'optimisation des performances non nominales de pompes à chaleur réversibles pour le secteur tertiaire.

Un modèle de simulation de la boucle thermodynamique composant une pompe à chaleur réversible air/eau a été développé et validé via des essais sur un prototype de pompe à chaleur conçu dans le cadre de cette thèse. Les essais en mode chaud et en mode froid ont été réalisés en laboratoire et in-situ au Laboratoire Recherche et Innovation de CIAT.

Des limites de connaissances en modélisation de cycle de compression de PAC restent à explorer. Particulièrement, des éventuels progrès peuvent compléter la modélisation du comportement du détendeur en régime instationnaire, l'évaluation de la charge en fluide frigorigène et le taux de vide, ainsi que les corrélations de transfert de chaleur et de pertes de pression des échangeurs à air mini-canaux. Du côté expérimentation in-situ, le bâtiment choisi devrait être mieux adapté à la PAC en essai.

Le modèle de PAC validé a été couplé avec un modèle de besoins de bâtiment permettant alors de calculer les performances saisonnières en fonction des différentes zones climatiques françaises représentées par Nice, Nancy, Mâcon, et Trappes. Il a servi ensuite pour évaluer des options d'amélioration de la PAC. Les bâtiments types modélisés semblent montrer des voies évidentes d'amélioration des bâtiments (free cooling, etc ...). Les solutions des bâtiments de demain ne seront pas forcément les solutions adaptées aujourd'hui : il faudra faire évoluer les conditions de comparaison en fonction de cela.

Plusieurs options d'amélioration des performances envisagées du point de vue des valeurs annuelles (chaud + froid) ont été étudiées comportant des voies d'optimisation du point de vue local par rapport à une courbe de besoin donnée, en particulier : étagement de puissance, conception du compresseur orienté mode chaud ou orienté mode froid, échangeurs de chaleur surdimensionnés, et quelques autres variantes définies. Des voies d'optimisation du point de vue de l'industriel ont également été explorées avec l'intégration de composants innovants à fort enjeu concurrentiel avec la perspective pour l'industriel de bien positionner ses produits vis-à-vis de l'étiquetage des performances des systèmes de climatisation: SEER et SCOP normalisés, en particulier, compresseur à vitesse variable et échangeurs mini-canaux.

Les solutions améliorées ont été évaluées une à une par rapport à une PAC de référence existante sur le marché des systèmes thermiques.

Il en ressort l'intérêt de faire appel à un étagement de puissance de compression par un tandem de 33 % - 66 %. L'agrandissement des échangeurs vis à vis de la puissance de la machine est un des éléments majeurs d'amélioration. L'échangeur mini-canaux présente aussi un potentiel d'amélioration. Un soin particulier doit être apporté aux organes dont les consommations sont quasi permanentes : résistance de carter quand les pompes à chaleur sont installées à l'extérieur.

L'amélioration énergétique des systèmes de PAC présentée en adaptant la PAC à la courbe de besoin locale ou en employant des technologies récentes et intéressantes, présente des intérêts économiques et environnementaux. L'effet de l'efficacité énergétique apparaît explicitement en termes de diminution des consommations électriques. Ainsi, la facture énergétique est allégée pour un montant d'investissement légèrement plus élevé.

Une nouvelle PAC comportant l'ensemble de ces améliorations conduit à des économies de l'ordre de 25 %.

Enfin, les travaux d'évaluation des performances saisonnières au cours de la thèse pourront contribuer à la mise en place du coefficient de performances saisonnières des systèmes de pompes à chaleur (labellisation). Cela permettra d'envisager la réalisation d'un deuxième objectif : la comparaison de l'efficacité "réelle" des nouvelles technologies utilisées dans la conception des PAC. Cette nouvelle approche est un vecteur d'innovation pour les fabricants de systèmes thermiques.

Annexes

Annexe 1 : Propriétés du R410A

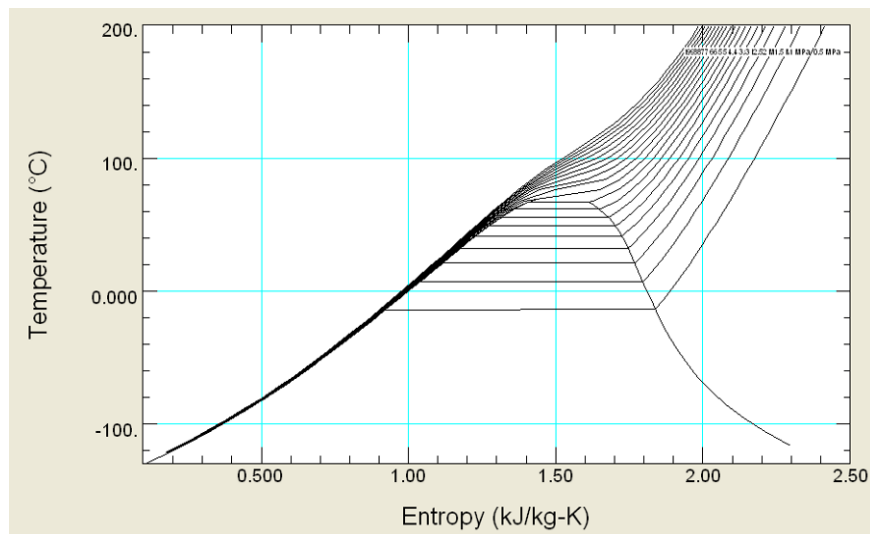


Figure Ax.1 : Diagramme T-s du fluide frigorigène R410A [REFPROP]

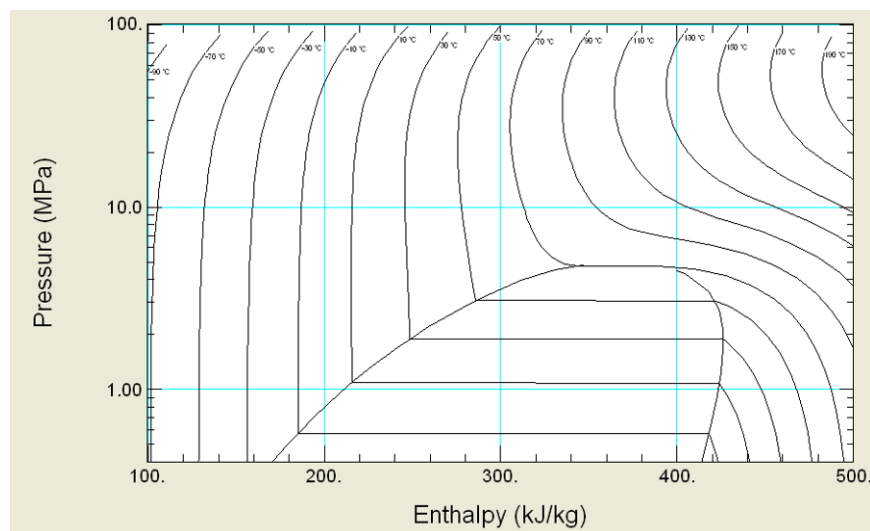


Figure Ax.2 : Diagramme P-h du fluide frigorigène R410A [REFPROP]

Fluide	R-134a	R-407C	R-410A
$T_{\text{critique}} (^{\circ}\text{C})$	101,0	86,0	71,4
$P_{\text{critique}} (\text{MPa})$	4,0590	4,6298	4,9026
Glissement maximal (K)	0	7	0,2
Capacité volumétrique (kJ/m^3) ^(*)	3250	7195	7635
Fraction massique (R-32/R-125/R-134a)	0 / 0 / 1	0,23/0,25/0,52	0,5/0,5/0
Masse molaire (kg/kmol)	102,03	86,204	72,585
Masse volumique (kg/m^3)	511,9	484,23	459,53
GWP	1300	1610	1725

Tableau Ax.1 : Comparaison des propriétés des fluides frigorigènes R134a, R407C, et R410A [REFPROP]

^(*) Capacité volumétrique à $T_{\text{évaporateur}} = 5^{\circ}\text{C}$ et surchauffe 5 K

Pour la même température de départ d'eau les pressions de condensation avec le R-410A sont beaucoup plus élevées que celles du R-407C (Tableau 2).

Température de condensation [°C]	R-407C Pression [bars]	R-410A Pression [bars]
50	20	30
60	25	38

Annexe 2 : Instrumentation pour le suivi sur site

CARTE D'ACQUISITION n°1

Voie	Type de capteur	Mesure
1	PT 100	Entrée eau échangeur 1
2	PT 100	Sortie eau échangeur 1
3	PT 100	Entrée eau échangeur 2
4	PT 100	Sortie eau échangeur 2
5	PT 100	Entrée ait batterie extérieur
6	PT 100	Entrée air batterie intérieur
7	TC 1	Aspiration
8	TC 2	Refoulement
9	TC 3	Entrée batterie extérieur gauche CLIM
10	TC 4	Entrée batterie extérieur droite CLIM
11	TC 5	Entrée batterie intérieur gauche CLIM
12	TC 6	Entrée batterie intérieur droite CLIM
13	TC 7	Sortie batterie extérieur CLIM
14	TC 8	Sortie batterie intérieur CLIM
15	TC 9	Départ brin supérieur batterie extérieur
16	TC 10	Arrivée brin supérieur batterie extérieur
17	TC 11	Départ brin inférieur batterie extérieur
18	TC 12	Arrivée brin inférieur batterie extérieur
19	TC 13	Départ brin supérieur batterie intérieur
20	TC 14	Arrivée brin supérieur batterie intérieur
21	TC 15	Départ brin inférieur batterie intérieur
22	TC 16	Arrivée brin inférieur batterie intérieur
23	TC 17	Entrée détendeur CLIM
24	TC 18	Sortie détendeur CLIM
25	TC 19	Entrée échangeur à plaques
26	TC 20	Sortie échangeur à plaques
27	TC 21	Entrée air extérieur batterie droite
28	TC 22	Entrée air extérieur batterie droite
29	TC 23	Entrée air extérieur batterie gauche
30	TC 24	Entrée air extérieur batterie gauche
31	TC 25	Entrée air intérieur batterie droite
32	TC 26	Entrée air intérieur batterie droite
33	TC 27	Entrée air intérieur batterie gauche

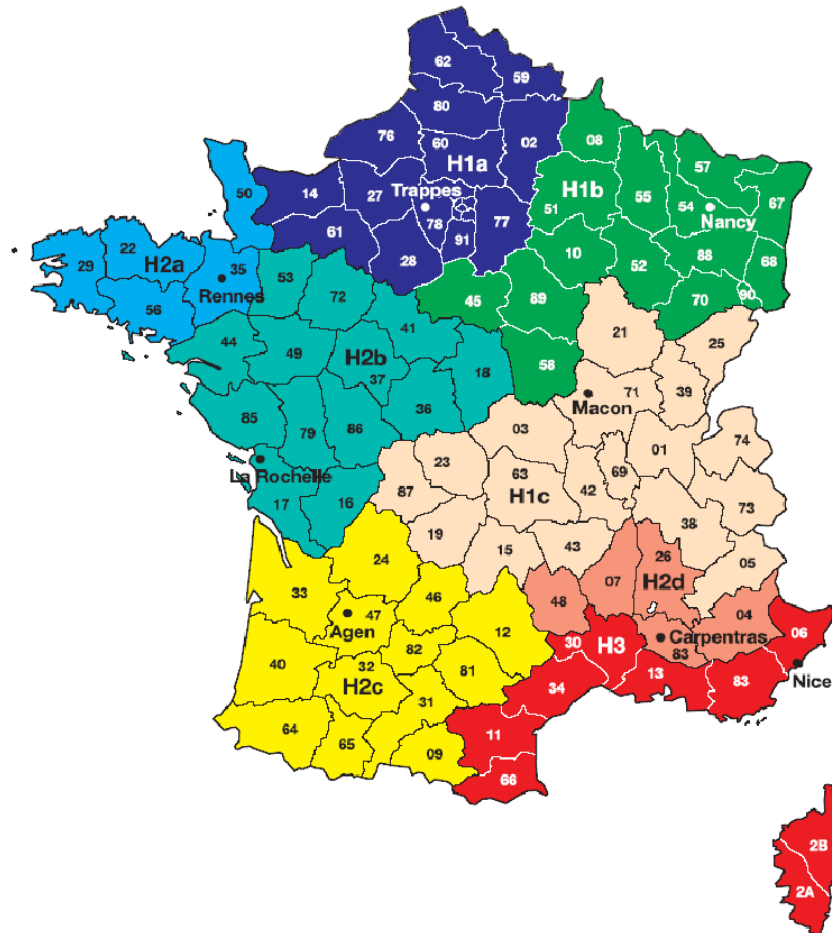
CARTE D'ACQUISITION n°2

Voie	Type de capteur	Mesure
1	TC29	Entrée air batterie intérieur gauche
2	TC 30	Sortie Vanne 4 voies
3	Tension	Capteur de pression 1
4	Tension	Capteur de pression 2
5	Tension	Capteur de pression 3
6	Tension	Capteur de pression 4
7	Tension	Capteur de pression 5
8	Tension	Wattmètre
9	Tension	Vitesse de rotation
11	Tension	Tachymètre
12	Tension	Débitmètre
13	Tension	Hygromètre
14	Tension	F compresseur

Annexe 3 : Zones Climatiques [RT2005]

Les zones climatiques sont définies par la réglementation thermique (RT2005) pour une meilleure prise en compte des apports solaires et des isolations thermiques (Coefficients U).

La zone H1 est au nord, la zone H3 est une zone méditerranéenne, et la zone H2 les séparent et côtoie l'océan du nord ouest au sud ouest.



En plus, la RT fixe une limite maximale de consommation par mètre carré de surface pour les consommations de chauffage, de refroidissement et de production d'eau chaude sanitaire. Cette limitation dépend de la nature de l'énergie de chauffage et du climat.

En fait dans la RT2005, ce n'est pas une valeur absolue qui est fixée mais une indication car les limites sont fixées par rapport à une référence et la référence varie avec le bâtiment et les systèmes du bâtiment.

Zone climatique	Combustibles fossiles	Chauffage électrique (y compris pompes à chaleur)
H1	130 kWh primaire/m ² /an	250 kWh primaire/m ² /an
H2	110 kWh primaire/m ² /an	190 kWh primaire/m ² /an
H3	80 kWh primaire/m ² /an	130 kWh primaire/m ² /an

Consommation maximale exprimée en énergie primaire pour les consommations de chauffage, refroidissement et production d'eau chaude sanitaire

Annexe 4 : Méthode de réduction des courbes de charge

Problématique : Comment réduire une courbe de charge annuelle d'un bâtiment de 8760 points (Température T_i ; charge Ch_i), à N points représentatifs ?
On prend par la suite une réduction à 5 points comme exemple.

1^{ère} approche : fixer les taux de charge et trouver températures et poids correspondants

Les charges (Wh) sont normalisé L_i en les divisant par la charge maximale Ch_{\max} , ensuite un test est fait pour savoir cette charge normée L_i se situe entre quel intervalle (voir figure) :

$$L_1 = 20 \%$$

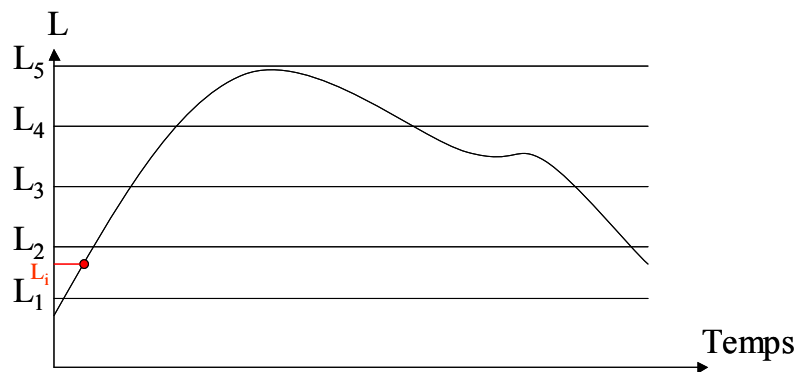
$$L_2 = 40 \%$$

$$L_3 = 60 \%$$

$$L_4 = 80 \%$$

$$L_5 = 100 \%$$

Si L_i tombe entre L_1 et L_2 par exemple, elle sera partagée entre L_i^1 et L_i^2 comme suit :



$$L_i^2 = L_i \cdot \frac{L_i - L_1}{L_2 - L_1}$$

$$L_i^1 = L_i \cdot \frac{L_2 - L_i}{L_2 - L_1}$$

De même, la température correspondante T_i sera répartie entre T_i^2 et T_i^1

$$T_i^2 = T_i \cdot L_i^2$$

$$T_i^1 = T_i \cdot L_i^1$$

Par suite les températures et les poids correspondants sont calculés par :

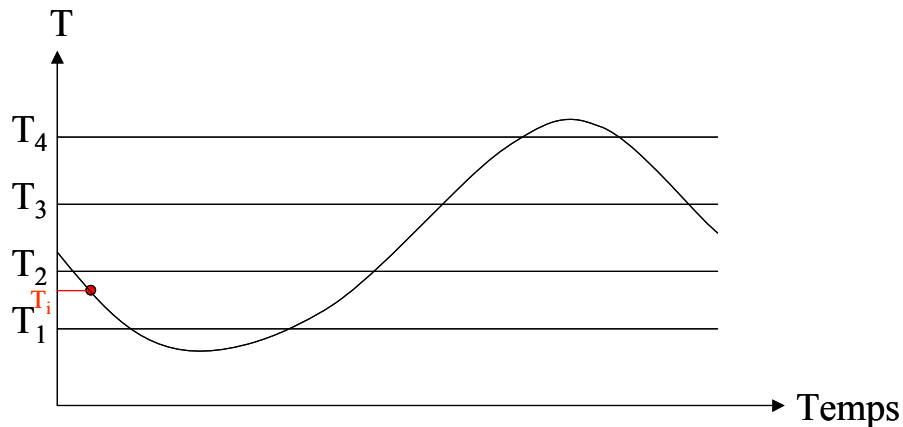
$L_1 = 20 \%$	$T_1 = \frac{\sum T_i^1}{\sum L_i^1}$	$P_1 = \frac{\sum L_i^1}{\sum L_i}$
$L_2 = 40 \%$	$T_2 = \frac{\sum T_i^2}{\sum L_i^2}$	$P_2 = \frac{\sum L_i^2}{\sum L_i}$
$L_3 = 60 \%$	$T_3 = \frac{\sum T_i^3}{\sum L_i^3}$	$P_3 = \frac{\sum L_i^3}{\sum L_i}$

$L_4 = 80 \%$	$T_4 = \frac{\sum T_i^4}{\sum L_i^4}$	$P_4 = \frac{\sum L_i^4}{\sum L_i}$
$L_5 = 100 \%$	$T_5 = \frac{\sum T_i^5}{\sum L_i^5}$	$P_5 = \frac{\sum L_i^5}{\sum L_i}$

2ème approche : fixer les températures et trouver les taux de charge et poids correspondants

$$\begin{aligned} T_1 &= 12 \text{ }^\circ\text{C} \\ T_2 &= 7 \text{ }^\circ\text{C} \\ T_3 &= 2 \text{ }^\circ\text{C} \\ T_4 &= -2 \text{ }^\circ\text{C} \\ T_5 &= -7 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Si la température T_i est entre T_1 et T_2 on trouvera cette fois-ci les distances entre T_1 et T_2 comme suit :



$$\begin{aligned} d_i^2 &= \frac{T_i - T_1}{T_2 - T_1} \\ d_i^1 &= \frac{T_2 - T_i}{T_2 - T_1} \end{aligned}$$

Les charges normalisées sont calculés en pondérant par les distances :

$$\begin{aligned} L_i^2 &= L_i \cdot d_i^2 \\ L_i^1 &= L_i \cdot d_i^1 \end{aligned}$$

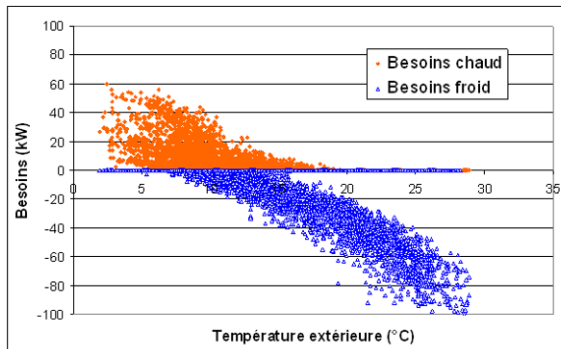
De même, les charges et les poids correspondants sont calculés par :

$T_1 = 12 \text{ }^\circ\text{C}$	$L_1 = \frac{\sum L_i^1}{\sum d_i^1}$	$P_1 = \frac{\sum L_i^1}{\sum L_i}$
$T_2 = 7 \text{ }^\circ\text{C}$	$L_2 = \frac{\sum L_i^2}{\sum d_i^2}$	$P_2 = \frac{\sum L_i^2}{\sum L_i}$
$T_3 = 2 \text{ }^\circ\text{C}$	$L_3 = \frac{\sum L_i^3}{\sum d_i^3}$	$P_3 = \frac{\sum L_i^3}{\sum L_i}$

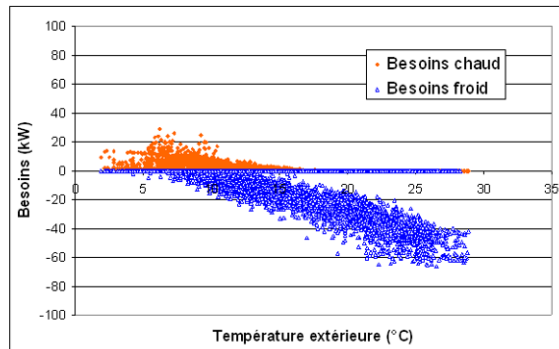
$T_4 = -2\text{ }^{\circ}\text{C}$	$L_4 = \frac{\sum L_i^4}{\sum d_i^4}$	$P_4 = \frac{\sum L_i^4}{\sum L_i}$
$T_5 = -7\text{ }^{\circ}\text{C}$	$L_5 = \frac{\sum L_i^5}{\sum d_i^5}$	$P_5 = \frac{\sum L_i^5}{\sum L_i}$

Annexe 5 : Signature énergétique du bâtiment de référence dans les différentes régions

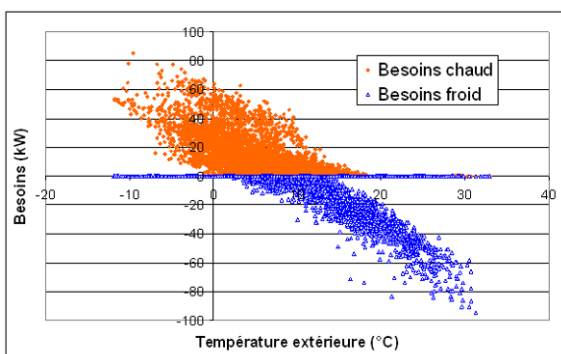
Les simulations énergétiques du bâtiment de référence dans les différents climats français représentés : Nice, Nancy, Trappes et Rennes, ont abouti aux courbes de charges annuelles horaires suivantes :



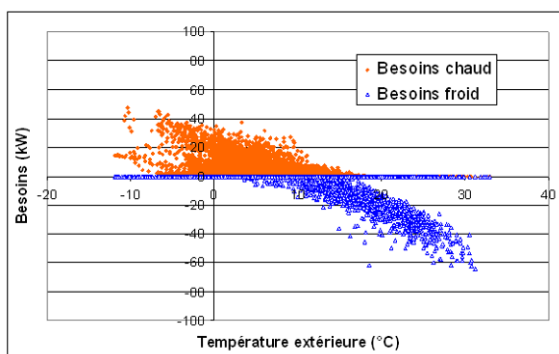
Courbe de charge d'un bâtiment ancien à Nice



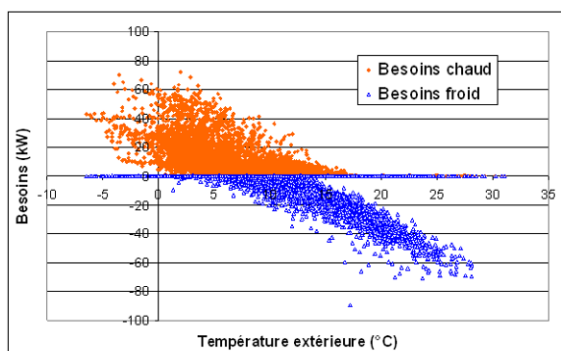
Courbe de charge d'un bâtiment neuf à Nice



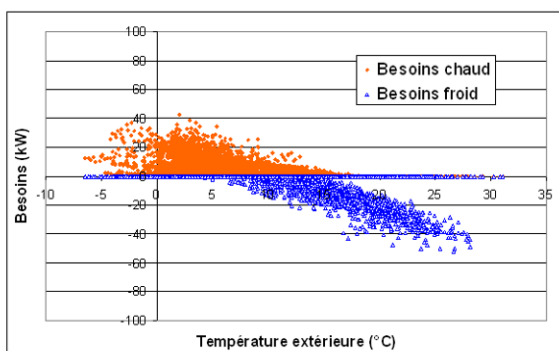
Courbe de charge d'un bâtiment ancien à Nancy



Courbe de charge d'un bâtiment neuf à Nancy



Courbe de charge d'un bâtiment ancien à Trappes



Courbe de charge d'un bâtiment neuf à Trappes

Annexe 6 : Article

Reversible Heat Pump Model for Seasonal Performance Optimization

Elias Kinab*, Dominique Marchio, Philippe Rivière, and
Assaad Zoughaib

MINES ParisTech - Center for Energy and Processes – 60, bd Saint Michel Paris 75006

ABSTRACT

Building is one of the economical sectors where solutions are available to significantly reduce energy consumption and greenhouse gases emissions. Electric heat pumps are one of the solutions favored in Europe. Europe recently adopted a conventional primary energy to electricity ratio which enables to compare electric heat pumps and fossil fuel boilers. This leads to an increased consideration for the evaluation of the seasonal performances of heat pumps.

Nowadays, the design and sizing of heat pumps are still based on full load performance in order to fulfill thermal comfort under extreme conditions. However, the HVAC industry is switching to designs based on improved seasonal performance. The objective of this work is to model an air to water reversible heat pump that can re-design its components for seasonal performance improvement.

In this context, we will present a system model including detailed sub-models of each component of the system: heat exchangers, compressor, and expansion valve. The model converges with the system thermodynamic equilibrium after simulating each component separately. Results obtained are validated through experimental data per component and for the whole cycle. Modeling requirements for the purpose of simulating seasonal performance improvements are discussed.

Keywords: *Heat pumps, modeling, compressor, heat exchangers, seasonal performance*

*Corresponding author: Elias Kinab, Center for Energy and Processes, MINES ParisTech, 60 boulevard Saint Michel, 75006 Paris, France, Tel : +33 140519266, Fax : +33 146342491, Email: elias.kinab@ensmp.fr , elias.kinab@gmail.com

1 INTRODUCTION

Building is one of the economical sectors where solutions are available to reduce energy consumption and greenhouse gases emissions. Electric heat pumps are one of the solutions favored in Europe. Member states of the European Union adopted recently a conventional primary energy to electricity ratio of 2.5 [1], the first stone required in order to compare electric heat pumps and fossil fuel boilers. This leads to an increased care for the evaluation of the seasonal performances of heat pumps.

With high testing costs, heat pump simulation models represent a way to explore several configurations for different applications, buildings and climate. In order to integrate heat

pump performances in a global building and HVAC equipment tool as DOE2 or TRNSYS, it is necessary to develop heat pump performance maps including the variations of the main heat pump performance variables.

Open literature dealing with heat pump models is extensive and rich. In particular, the Oak Ridge National Laboratory has developed a number of models for the design of electrically driven air-to-air heat pump by Rice et al. [2]. The ORNL heat pump tool is used to predict steady state heating and cooling performance of the air source heat pump.

Most of the studies focus on a part of the heat pump system or solve a specific related problem. Some papers deal with heat exchangers, their types, and their geometries and introduce new heat transfer and pressure drop correlations from experimental measurements and observations. Palm and Claesson [3] studied the plate heat exchangers, discussed some of the characteristics of this type of heat exchangers, and presented a calculation method for single and two phase flow characteristics. Thome et al. [4] proposed a heat transfer model for evaporation in microchannel heat exchangers consisting of three zones: liquid slug, evaporative elongated bubble and vapor slug.

Harms et al. [5] present the impact of modeling complexity among detailed local approach and simplified global approach methods and two-phase flow parameters on the accuracy of system modeling for unitary air conditioners.

Many researchers and manufacturers have studied compressors, their types, features, type of refrigerant, and estimated their volumetric and global efficiency as well.

Nowadays, few papers can be found which study the complete heat pump system modeling and how it integrates to its application. Indeed, current studies, such as the Koller et al. one, [6] describe computer codes modeling a vapor compression cycle to assist design of refrigeration and air conditioning equipment. However, such models are mainly devoted to design heat pump at rated conditions.

This paper presents a model developed to simulate the steady state characteristics of a reversible air-to-water heat pump. In cooling mode, heat sink is the outdoor air and heat source is the water loop inside the building. Conversely, in heating mode, heat source is the outdoor air and heat sink is the water loop inside the building.

The model is able to simulate the thermodynamical quantities for several system configurations during the year by changing parameters of temperature and flow rate for air and water and refrigerant mass flow rate, in order to represent the different conditions for seasonal performance calculation.

As mentioned, the model includes detailed sub-models of each component of the system: heat exchangers, compressor, and expansion valve.

Furthermore, the model handles partial load for a system equipped with a variable speed compressor or a multiple stage compression. In order to achieve this, heat exchangers sub models are designed in a way to be valid for low refrigerant mass flow.

The obtained results are validated through experimental data, per component and for the whole cycle on a prototype in a climatic chamber. The heat pump model can be coupled with a building model in order to calculate a seasonal energy efficiency ratio SEER and a seasonal coefficient of performance SCOP. These results are used to choose efficient components and technical options to maximize the efficiency of the system on an annual basis.

2 HEAT PUMP MODEL DESCRIPTION

2.1 HP characteristics

The air to water heat pump circuit is presented in Figure 1 below. The structure of the global model is a classical vapor compression refrigeration cycle with two compressors in parallel.

The thermodynamic model is divided into modules representing the different thermodynamic transformations (Figure 2). Each module takes its inlet properties from the precedent module, calculates its outlet properties and transmits them to the next component. Details of the equations used are explained hereafter component by component and confronted to the experimental results.

2.2 Refrigerant

The refrigerant used in this study is the R410A. Calculation of the refrigerant, air, and water thermodynamic and transport properties is performed by correlations written as computer code functions, using thermodynamic properties coming from REFPROP [7] data base. These functions are grouped in a particular module included in a homemade overall source code. The effects of the circulation of oil [8] are not taken into account in the model.

2.3 Compressor

2.3.1 Compressor performance model

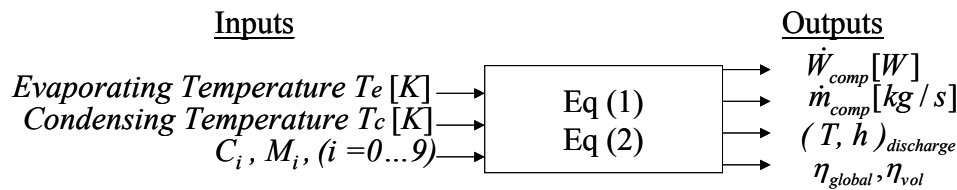
A compressor model is developed from the data provided by the manufacturer. Performance curves are given using two equations fitting the compressor energy suction and the mass flow rate as a function of the evaporating temperature T_e and the condensing temperature T_c for a given suction temperature,

$$\begin{aligned} \dot{W}_{comp} = & C_0 + C_1.T_e + C_2.T_c + C_3.T_e.T_c + C_4.T_e^2 + C_5.T_c^2 + C_6.T_e^3 + C_7.T_e^2.T_c \\ & + C_8.T_e.T_c^2 + C_9.T_c^3 \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{comp} = & M_0 + M_1.T_e + M_2.T_c + M_3.T_e.T_c + M_4.T_e^2 + M_5.T_c^2 + M_6.T_e^3 + M_7.T_e^2.T_c \\ & + M_8.T_e.T_c^2 + M_9.T_c^3 \end{aligned} \quad (2)$$

where $C_1 - C_9$ and $M_1 - M_9$ are constant coefficients.

Compressor calculating module inputs and outputs are:



Since major systems will operate with variable suction temperature, it is necessary to extend the compressor model by calculating global efficiency and volumetric efficiency. Compressor global efficiency expresses the ratio between the isentropic and the real compression work:

$$\eta_g = \frac{\dot{W}_{is}}{\dot{W}_{comp}} \quad (3)$$

where $\dot{W}_{is} = \dot{m}_{comp} \cdot (h_{2is} - h_1)$ is the isentropic energy rate of compression, where h_{2is} and h_1 are obtained through REFPROP with the other fluid properties (enthalpy, temperature...) at the compressor inlet and outlet.

Compressor volumetric efficiency expresses the ratio of the actual delivered gas volume to the theoretical swept volume of the compressor

$$\eta_{vol} = \frac{V_{real}}{V_{th}} = \frac{v_{asp} \cdot \dot{m}_{comp}}{\dot{V}_{th} \cdot \omega} \quad (4)$$

where v_{asp} is the fluid specific volume at the compressor suction port [m³/kg],

\dot{V}_{th} is the swept volume provided by the manufacturer [m³/rev],

ω is the number of revolutions per second [rev/s]

Global and volumetric efficiencies are correlated as a function of the pressure ratio between condensing pressure and evaporating pressure. Therefore, each efficiency were plotted as a

function of $\tau = \frac{P_c}{P_e}$, then the curves were fitted to regression equations of this form, global efficiency:

$$\eta_g = A + B\tau + C\tau^2 \quad (5)$$

volumetric efficiency:

$$\eta_{vol} = D + E\tau \quad (6)$$

where A, B, C, D and E are the regression coefficients.

2.3.2 Fit of the compressor model versus the manufacturer data

Results of the fitting equations versus the manufacturer data are presented in Figures 3 and 4. Representing global and volumetric efficiencies as functions of the compression ratio makes computation possible for a wide range of conditions, while using compressor performance maps limits the calculations to the test conditions. In addition, whether the compression ratio described by the manufacturer data exhibits a wide application range, some areas for low condensing temperature in cooling mode, being at the limit of the manufacturer advised operating range have only a few points. For that reason too, functions are preferred here to the original performance maps.

However, this bijection between the efficiencies and the compression ratio, very common for the modeling of compressor efficiencies, does not take into account a possible variation of efficiencies with different evaporating pressures, superheat and condensing pressures at equal compression ratio. Experimental results analysis will allow to validate this assumption.

The difference between fitting equations values and the manufacturer data is less than 6 % (6 % for global efficiency and 4 % for volumetric efficiency) for the scroll compressor used in the basic description of the heat pump,

This compressor module can be adapted to simulate different compressor types: scroll compressor, variable speed compressor, and multiple stage compressors.

2.3.4 Multiple stage compression

In order to satisfy building thermal demands with a high energy efficiency during the whole year the system can use staged compression composed of two or three small compressors with energy rate partition or 33 % - 66 % for 2 compressors. This partition offers many benefits especially in terms of energy performance by reducing cycling due to adequate adaptability to partial loads.

Otherwise, a reversible heat pump equipped with 2 compressors allows to have an optimized one for the heating mode and another one optimized for the cooling mode. This optimization affects directly the global efficiency. Actually, the maximum global efficiency for the heating mode will be on the high compression ratio values and conversely on low compression ratio values for cooling mode as described in figure 5.

The model is capable of simulating all these compressor configurations, provided the manufacturer furnishes the characteristics.

2.3.5 Variable speed compressor

Variable speed compressor frequency varies from 30 Hz to 90 Hz in a way to respond to the load required by the building. The operational frequency is adjusted by a control system using for instance, the return water supply temperature and the outdoor temperature as input. The variable speed compressor is therefore more advantageous than the multiple compression one, in terms of energy consumption for a whole year since the stop period is less and it only has one crank case heater, and it is exactly responding to partial loads which reduce the transient cyclic losses.

When modelling variable speed compressor volumetric efficiency, one has to consider ϖ the number of revolutions per second [rev/s] which varies between 30 to 90 Hz.

Many like Filfli [9] express volumetric efficiency and global efficiency as a function of pressure ratio and compressor frequency (figure 6):

$$\eta_{vol} = a_1 \cdot \tau + a_2 \cdot \varpi + a_3 \cdot \tau \cdot \varpi + a_4 \quad (7)$$

$$\eta_g = b_1 \cdot \tau + b_2 \cdot \varpi + b_3 \cdot \tau \cdot \varpi + b_4 \quad (8)$$

Mass flow rate would serve as an input for heat exchangers model.

2.4 Expansion device model in different modes

Thermostatic expansion valves (TXV), electronic expansion valve (EXV), capillary tubes, short tube orifices are throttling devices used in refrigeration systems as flow regulating devices. Capillary tubes and short tube orifices are constant area expansion devices. They are simple and low in cost, but proper flow regulation is limited to a very narrow range of flow conditions. EXV comprising a stepper motor can accommodate a wide range of flow rate regulation and allows a quicker response to variations in operating conditions. [10]

Although the TXV is not appropriate for a large range of flow conditions, it has a simple control mechanism and a lower price than the EXV. Thus, the thermostatic expansion valve TXV is widely used in the heat pump industry. TXV is used as flow rate control device,

which feeds back the superheat ΔT_{SH} , and adjusts the mass flow of the evaporator, in order to maintain a constant superheat to prevent liquid refrigerant from entering the compressor.

Superheat must not be excessive to let heat transfer occur at the heat exchanger surfaces.

Reversible systems might have to install two TXV, one for the heating mode and the other for the cooling mode.

Inputs to the expansion device model are the evaporating and condensing pressures,

condenser outlet enthalpy and the superheat ΔT_{SH} . The expansion is assumed to be an adiabatic process without heat exchange nor work drawn or produced, thus it is an isenthalpic expansion: $h_4 = h_3$.

Studies on modelling variable area expansion devices are not advanced enough, which induces simplified models of the valves to be useful for sizing, but not for off design simulation. Mass flow rate governing equation depends on the difference of pressure between

the condenser and the evaporator, and on the superheat ΔT_{SH} . In this study, in a first step, it is assumed that the expansion device maintains a required superheat level whatever the flow may be. It is also assumed that the flow in the expansion device is the same as in the

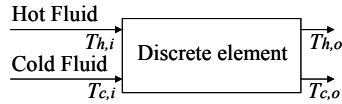
compressor. $\dot{m}_{exp} = \dot{m}_{comp}$.

2.5 Heat exchangers models with variable refrigerant flow

The basic air-to-water heat pump model studied in this article involves two heat exchangers (HEs): a plate heat exchanger (R410A/water), and a finned tube heat exchanger (R410A/air). These exchangers play the role of condenser or evaporator according to the cooling or heating mode.

Three levels of detail exist for modeling HEs at off design conditions depending on the required accuracy on the results: global, zonal or finite elements. In this work, HEs are modeled by zones for every type of HE whatever its working mode be: parallel flow, counter flow, cross flow, in a sequence of superheat – condensation – subcooling or evaporation – superheat. In addition, the models use correlations covering a wide range of flow regime which allows simulation of partial load regimes.

The discrete elements considered calculate the outlet temperatures $(T_{h,o}, T_{c,o})$, starting by the knowledge of their inlet temperatures $(T_{h,i}, T_{c,i})$.



The calculation is based upon the LMTD approach:

$$Q = F \cdot UA \cdot LMTD \quad (9)$$

where - Q is the heat flux exchanged [W].

- UA is the global heat transfer coefficient [W/K], obtained from the correlations applied on both sides of the heat exchange process.

- F coefficient for the flow type.

- LMTD is the logarithmic mean temperature difference defined by:

$$LMTD = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,i}) - (T_{h,o} - T_{c,o})}{\ln\left(\frac{T_{h,i} - T_{c,i}}{T_{h,o} - T_{c,o}}\right)} \quad (10)$$

for parallel flow HE:

$$LMTD = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln\left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}}\right)} \quad (11)$$

for counter flow HE:

For the other flow types (cross flow), counter flow LMTD is adopted with an adequate F coefficient. Fouling in heat exchanger was not taken into account as the heat pump modeled was brand new but should be taken into account in studies on the performances of aged equipment.

Another expression for the heat flux exchanged between the two fluids:

$$Q = C_c (T_{c,o} - T_{c,i}) = C_h (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (12)$$

where $C = c \cdot \dot{m}$, c is the specific heat [kJ/(kg·K)].

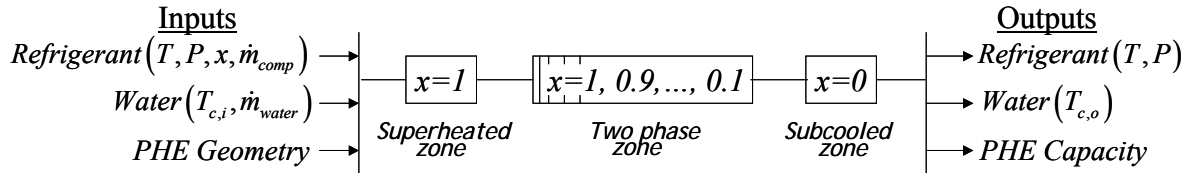
The procedure to solve the set of equations is as follows. An estimate of one of the outlet temperature $T_{c,o}$ or $T_{h,o}$ is taken as the initial guess. Then, the other outlet temperature and heat flux Q are found with equation (12). Next, a new value of Q is determined by using equations (9). If the newly calculated heat flux value matches the previous one, the element computation is complete. Otherwise, Q becomes the new estimate of equation (12) and another computational sequence is performed.

For refrigerant, enthalpy is used instead of $C \cdot T$.

2.5.1 Plate heat exchanger

During the condensing process, refrigerant passes through three regions: superheated vapor, condensation and subcooled liquid (figure 2). Therefore, modeling of the PHE differs among these three regions through refrigerant quality x . Indeed, each channel in a circuit of the PHE is divided into several elements which are a superheated zone, a subcooled zone $x=0$, and a two-phase zone subdivided into 10 elements, where vapor quality x is decremented by a value of 0.1 from 1 to 0.

Condenser model inputs and outputs are:



In the cooling mode, the cycle is reversed through a four-way-valve and HEs exchange their role. The PHE becomes the evaporator, therefore it will be divided into two zones: two-phase region subdivided into 10 elements where vapor quality x is incremented by a value of 0.1 from 0 to 1, and a superheated region.

The specified geometry of the PHE includes the number of plates, plate spacing, length, width of the HE, and corrugation angle.

Correlation used for water side heat transfer coefficient, and refrigerant side heat transfer coefficient for the single-phase regions is the same. It derives from the Kumar correlation cited by Rahhal [11] and Ayub [12] on plate heat exchangers. This correlation is adopted for its rapid calculations:

$$Nu_{sp} = C Re^n Pr^{0.33} \quad (13)$$

where C and n vary with the corrugation angle in the PHE and the Reynolds number, for example for a 60° angle and $Re > 400$, $C = 0.108$ and $n = 0.703$.

where the Nusselt number equals $Nu = \frac{h \cdot D_h}{k}$, with k_w the thermal conductivity and D_h the hydraulic diameter.

For the two phase region, correlations are more complicated and in addition to geometry factors other parameters are involved such as quality, mass flux, heat flux, ...

Condensation mode:

Shah correlation [13] is used when mass flux $G = \frac{\dot{m}_{comp}}{A}$ is higher than 200 and Akers approach cited by Thome [14] for the other cases,

$$h_{liq} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \frac{k_{liq}}{D_h} \quad (14)$$

$$h = \left[(1-x)^{0.8} + \left[3.8x^{0.76} (1-x)^{0.04} \right] \left(\frac{P_{crit}}{P} \right)^{0.38} \right] h_{liq} \quad (15)$$

where $P_{critical}$ is the critical pressure of R410A.

Thome equation:

$$h = C_i \text{Re}^{n_i} \text{Pr}^{1/3} \frac{k_{liq}}{D_h} \quad (16)$$

$$\text{Re} = \frac{G_{eq} D_h}{\mu_{liq}}$$

With :

$$G_{eq} = \frac{\dot{m}_{comp}}{A} \left[(1-x) + x \left(\frac{\rho_{liq}}{\rho_{vapor}} \right)^{0.5} \right]$$

$$\text{Pr} = \mu_{liq} \frac{C_{liq}}{k_{liq}}$$

	Ci	ni
Re > 50000	0.0265	0.8
Re < 50000	5.03	1/3

Evaporation mode:

Han et al. [15] correlation is used for the evaporation of R410A and R22 in plate channels

$$h = Ge_1 \text{Re}^{Ge_2} Bo^{0.3} \text{Pr}^{0.4} \frac{k_{liq}}{D_h} \quad (17)$$

where:

$$\text{Re} = \frac{G_{eq} D_h}{\mu_{liq}}$$

$$Ge_1 = 2.81 \left(\frac{P_{corr}}{D_h} \right)^{-0.041} \left(\frac{\pi}{2} - B \right)^{-2.83}$$

B is the chevron angle expressed in radian,

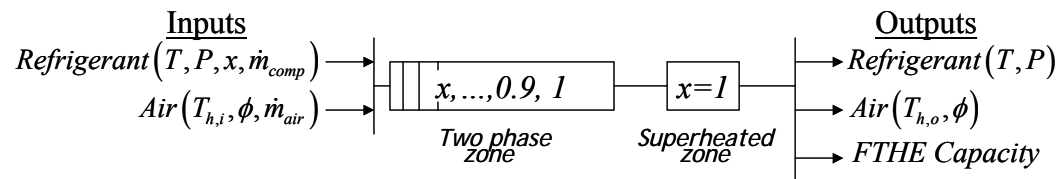
$$Ge_2 = 0.746 \left(\frac{P_{corr}}{D_h} \right)^{-0.082} \left(\frac{\pi}{2} - B \right)^{0.61}$$

$$Bo = \frac{q}{G_{eq} h_{lv}}$$

and Bo the boiling number

2.5.2 Finned tube heat exchanger

In heating mode, the finned tube heat exchanger FTHE is considered as an evaporator. As shown in figure 2, refrigerant passes through two regions: evaporation and superheated vapor. Evaporator model inputs and outputs are:



Alternatively FTHE turns into condenser, and the tubes of the circuit will be divided into three zones: superheated, two-phase region and subcooled.

The geometry of the FTHE is specified, it also includes the number of tubes heightwise N , the number of tube rows in the direction of the air flow plate p , the tube spacing in the direction of air flow S_L and in normal to the direction of air flow S_T , tube inside and outdoor diameter, spacing between fins s , tube length l , HE height. Some of these dimensional parameters are shown in figure 7, which is a side cutaway view of the FTHE.

Air side heat transfer coefficient was first taken from Colburn j -factor correlations for finned tube heat exchangers given by Kim et al. [16]. The j -factor for a HE with three or more rows of tubes in the direction of air flow j_3 is:

$$j_3 = 0.240 \text{Re}_D^{-0.409} \left(\frac{S_T}{S_L} \right)^{0.425} \left(\frac{s}{D} \right)^{-0.035} \quad (18)$$

Where Re_D is the Reynolds number, based on the tube diameter and depends on air velocity generated by the fan, is given by:

$$\text{Re}_D = \frac{\dot{m}_{air} D}{A \mu_{air}} \quad (19)$$

where A is the front surface of the FTHE facing the air flow direction.

The j -factor correlation for HE with less than three rows j_N is:

$$j_N = 0.931(j_3) \left[\text{Re}_D^{-0.162} \left(\frac{S_T}{S_L} \right)^{-0.892} \left(\frac{s}{D} \right)^{-0.152} \left(\frac{S_T}{D} \right)^{1.49} \right]^{(3-N)} \quad (20)$$

The heat transfer coefficient is then determined by:

$$h_{air} = j_N \cdot \frac{\dot{m}_{air}}{A} \cdot c_p \cdot \text{Pr}^{2/3} \quad (21)$$

FTHE refrigerant side correlations :

- For single phase (subcooled region $x = 0$ or superheated region $x = 1$) classic correlation of Dittus-Boelter:

$$\text{Nu}_{sp} = 0.0243 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.4} \quad (22)$$

-For two phase region:

Condensation mode:

Shah correlation (eq. 16) modified by Bivens [17] to take into account the G variations:

$$h = F_{Biv} \cdot h_{SHAH} \quad (23)$$

$$F_{Biv} = 0,78738 + 6187,89 \left(\frac{\dot{m}_{comp}}{A} \right)^{-2}$$

Evaporation mode

Bivens correlation for mixtures [18] is used:

$$h_m = \frac{1}{\frac{1}{h} + \frac{F}{q}} \quad (24)$$

$$F = 0,175(T_d - T_b) \left[1 - e^{-\frac{q}{1,3 \times 10^{-4} \rho_l \times H_v}} \right],$$

with

$$h = (h_{nb}^{2,5} + h_{cb}^{2,5})^{\frac{1}{2,5}},$$

where h_{nb} nucleate boiling heat transfer coefficient calculated by Cooper equation:

$$h_{nb} = 55 \text{Pr}^{0,12} \left(-\log_{10} \frac{P}{P_{cr}} \right)^{-0,55} M^{-0,5} q^{0,67}$$

and h_{cb} convective boiling heat transfer coefficient in relation with Froude number by:

$$h_{cb} = 2,838 h_{liq} Fr^{0,2} \left(0,29 + \frac{1}{X_{tt}} \right)^{0,85} \quad \text{for } Fr \leq 0,25$$

$$h_{cb} = 2,15 h_{liq} \left(0,29 + \frac{1}{X_{tt}} \right)^{0,85} \quad \text{for } Fr > 0,25$$

where h_{liq} is evaluated by Dittus-Boelter correlation for liquid phase:

$$h_{liq} = 0.0243 \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,4} \frac{k_{liq}}{D_h},$$

$$Fr = \frac{G^2}{\rho^2 g D_h} \quad \text{Froude number, and}$$

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,1} \quad \text{Martinelli parameter.}$$

2.6 Transient effects

2.6.1 Frosting/defrosting

The main problem of air to water heat pump in heating mode is the frosting phenomena, which occurs on finned tube heat exchanger at low temperature and high humidity ratios. Frost reduces air flow rate and consequently the heat transfer between the FTHE and the outdoor air, decreasing the evaporator pressure and temperature and causing high power demand at the compressor and therefore reducing the coefficient of performance.

Manufacturers use many defrosting techniques, like cycle reversing, resistive heating coil, hot-gas bypass at the condenser inlet, to mix hot gas discharged from the compressor with the expanded refrigerant entering the evaporator to defrost the coil.

If the defrosting is not controlled by a standard timer, which is often the case, manufacturers fix parameters like evaporation temperature evolution, difference temperature between air and evaporator, or pressure differential between the outdoor and inside of the heat pump enclosure box.

Cycle reversing is the standard heat pump defrosting method. The defrost process is accomplished by reversing the normal heating mode, and the heat pump runs in the cooling mode. During the defrosting operation, high temperature refrigerant is discharged into the outdoor air coil to melt the frost. During the defrosting cycle, the air cooled fan is normally turned off to let the frost melt down.

Actually, cycle reversing occurs at regular intervals defined by the heat pump manufacturer. It usually starts at evaporating temperature of -3°C , and stops when the temperature reaches 20°C .

Modelling of this phenomenon is difficult. Empirical correlations are generally used which are issued from tests performed under frosting conditions over a winter period. These models describe the air flow rate evolution function of evaporating pressure or temperature.

2.6.2 Cycling

A heat pump operates continuously when building loads are above the maximum capacity of the machine (capacity depending on air and water conditions). The heat pump operates in part load when the building loads are below this maximum capacity. Part load operation directly affects the performance of the machine. The three main types of partial load control are:

- ON / OFF control of the compressor,
- Management of power stages (bypass of one piston, pull-power variation for a screw compressor with intermittent control) and fragmentation in a number of compressors in parallel,
- Continuous variable power (variable speed, digital scroll).

A partial load rate 'PLR' (Part Load Ratio) is defined at equal temperature sources [19]:

$$PLR = \frac{\text{Partial load capacity}}{\text{Full load capacity}}$$

In addition, a performance ratio PLF (Part Load Factor) is defined as the performance at part load compared to the performance at full load:

$$PLF = \frac{\text{Partial load performance}}{\text{Full load performance}}$$

and that for the same outdoor temperature and water temperature.

A correlation ratio expressing the PLF as a function of PLR was established through a parameter Z introduced by the Italian standard UNI 10963 [20], which is the ratio between the power consumption at part load and power consumption at full load:

$$Z = \frac{\text{Power consumption at partial load}}{\text{Power consumption at full load performance}}$$

Most of the tests at part load for heat pumps air / water [19] mode cooling and heating show behavior of the form:

$$Z = a \cdot PLR + b \quad (25)$$

with $Z = 1$ and $PLR = 1$, thus $a = 1 - b$,

$$Z = (1 - b) PLR + b \quad (26)$$

Then :

$$PLF = \frac{PLR}{Z} = \frac{PLR}{(1 - b) PLR - b} \quad (27)$$

Consequently, the performance in part load conditions is deducted from the value at full load using a coefficient b. b represents mainly the energy consumption of standby equipment. The Italian standard UNI 10963 [20] and Bettanini [21] recommend to test the system at part load for PLR located between 20 % and 30 % in such a way to determine experimentally b. In cooling mode, Eurovent Certification [22] proposes a default value of 0.1 for the coefficient b to avoid cycling tests.

3 THE HP RESULTING MODEL

3.1 Solving algorithm

Prior to cycle calculation, initial conditions (air, water) must be specified together with a degree of subcooling; this condition prevents performing the refrigerant inventory which usually leads to high uncertainties. Using the ambient temperature, the program generates its initial estimate of evaporating and condensing pressures. A flow chart outlines the model structure and the order of computation in figure 8. Initialization values are necessary to run

the model: inlet air conditions (flow rate, ambient temperature), inlet water conditions (flow rate, supply temperature) are required to estimate initial evaporation and condensation pressures. Sizing the compressor and heat exchangers is a preliminary step. The subcooling is compared to the required one. According to the difference between the two values, condensation pressure is adjusted. Then superheat is compared to the required value. Evaporation pressure is adjusted according to the difference.

It seems that the condenser parameters mainly affect the discharge pressure and the compressor power consumption, while the evaporator parameters mainly affect the refrigerant mass flow rate and the heat transfer rates which are also noticed by Harms [5].

4 EXPERIMENTAL RESULTS AND MODEL VALIDATION

4.1 *Test bench*

Results obtained by the model are validated through tests performed on a reference heat pump machine. This test machine is mounted in a dedicated climatic chamber, where outdoor air is maintained at specified conditions of temperature and humidity.

The main components of the tested machine are: a PHE with 64 plates, 2 scroll compressors in parallel, a FTHE with 24 circuits and 3 tube rows with louvered fins, and two thermostatic expansion valves one for the cooling mode and the other one for the heating mode.

Temperature and pressure measurement instruments are well distributed on the inlet and outlet of the heat pump components, and on the supply and return water. In addition, flowmeter and air velocity measurement devices are used to determine water and air flow rates respectively.

4.2 *Testing conditions*

Testing points are carefully chosen to cover most of the operating conditions in heating and cooling modes for a wide range of outdoor temperatures. In addition, tests involve partial and full load considered by choosing compression through one or the two compressors working together.

The tests are made under the testing conditions specified in the European Standard EN14511 – Part 3 [23], for the points represented in table 1 for cooling mode and table 2 for heating mode.

The tested machine is settled up in a climatic chamber where outdoor air is controlled at specified conditions of temperature and humidity. Uncertainties of measurements do not exceed the values specified in the standard EN14511 – Part 3.

4.3 *Test results and model validation*

The test results on the reversible HP are shown in tables 3 and 4 in cooling and heating modes respectively. The number of tests in heating mode was limited because of time and costs: the climatic chamber available for these tests did not allow to perform tests at negative outdoor temperature. Hence, only a partial validation of the heating mode model could be done. A comparison between modelling and experimental results is presented hereafter for both cooling and heating in figures 10 and 11.

Figure 10 illustrates the comparison between the model and the experimental results in cooling mode. The first plot (10.a) shows results for the power required by the compressor, which is predicted within 5 % of error. Compressor mass flow rate (10.b) is perfectly computed by the model with a difference of 2 %.

Figures (10.a) and (10.b) well describe the distribution of testing points between partial and full load. In fact, full load points corresponding to high compressor power and high refrigerant mass flow are grouped together, while partial load points are concentrated on low compressor power and low refrigerant mass flow rate.

EER is predicted within 8 % of error in figures (10.c).

Figure 11 illustrates the comparison between the model and the experimental results in heating mode. The first plot (11.a) shows results for the power required by the compressor, which is predicted within 2 % of error. Compressor mass flow rate (11.b) is perfectly computed by the model with a difference of 2 % only.

COP is predicted within 8 % of error in figures (11.c).

4.4 *Simulation results*

Simulations were carried out on many configurations, in particular at full load and partial load with different outdoor temperatures throughout the year, between 15 °C and -10 °C during the cold season and between 10 °C and 35 °C in summer.

The system performances in cooling mode are shown hereafter (figure 12) at full and partial load for set point water temperatures of 7/12 °C.

Performances obtained at partial load are better than those obtained at full load at equal source and flow rate conditions. This is due to the fact that the heat pump exchangers are designed to work at nominal conditions, so when working at partial load these heat exchangers are oversized and better heat transfer happens.

Performance losses due to defrosting in heating mode have been taken into consideration with experimental results from Flach [24]. Figure 13 shows the system performance in heating mode at full and partial load for set point water temperatures of 40/45 °C.

Performance defrost losses are about 10 to 15 %, and are observed at outdoor temperature below 5 °C at full load. Under partial load conditions, defrost should occur at lower outdoor temperature and could have different impact depending on control options. However, this information couldn't be taken into account since it is not available.

4.5 *Improving the model*

The model developed above allows testing several optimization paths and innovative components for reversible heat pumps. These paths can have a general profit whatever the application is like employing new heat exchangers technique, increasing air flow rate on the FTHE... and some paths have a specific benefit depending on the application considered such as the variable speed compressor and the multiple stage compressors for partial load optimizations.

These optimization paths will be studied and discussed in future publications.

5 SEASONAL PERFORMANCE

The test campaign has validated the model used to compute the performance of the heat pump at off design conditions, which is essential for calculating seasonal performances. Actually, through the thermodynamic model developed, various cooling and heating capacities of the HP were calculated at full and partial load for different outdoor temperature.

Thus, the coefficients of performance COP in heating mode and energy efficiency ratio EER in cooling mode are expressed as:

$$COP = \frac{\text{Heating Capacity}}{\text{Power Consumption}}$$

$$EER = \frac{\text{Cooling Capacity}}{\text{Power Consumption}}$$

The seasonal performance SCOP and SEER are calculated by coupling the thermodynamic model to a building energy simulation model [25]. The thermodynamic model provides the coefficients of performance for different partial loads, while the building model provides the corresponding weighting factors. The weighting factor expresses the energy weight of the specific operating bin, in other words it is the fraction of energy the system is delivering for a partial load.

$$SCOP = \sum_i COP_i \times Weight_i \quad SEER = \sum_i EER_i \times Weight_i$$

The method used in the cooling mode has been described by Riviere [26]. If four points are enough in the cooling mode more than four points are needed in the heating mode for precision, as heat pump performance is not a linear function of the outdoor air temperature. The results presented in table 5 correspond to simulations of the HP model coupled with an office building model for different French climates: Nice, Nancy, Macon, and Trappes. The building in figure 14 is oriented North – South, it has an area of 1000 m² divided into 2 identical floors, equipped with a water distribution fan coils system.

The building simulation model takes as inputs: the envelope characteristics or thermal insulation expressed by a U-value depending on the building age and the country regulations, solar gains, orientation, occupancy loads, artificial lighting, internal load of equipments, and infiltration. Set points are defined to control the indoor temperature.

The characteristics of the considered building are in accordance with the 2005 French Building Thermal Regulation. Since there is a large disparity in internal building gains, a “low” internal gain profile is taken into account in the simulations, with appliance power of 7.5 W/m² in offices and lighting power of 10 W/m² in conference rooms and offices. The occupancy schedule and the internal gains due to people have a big influence on heating and cooling energy demands. An internal solar shading factor of 0.4 is considered as well as a high ventilation rate. Set points temperatures are fixed to: 21-24°C. The heterogeneity of the building loads has a large influence on the simultaneity of heating and cooling demand. The simulated heat pump feeding the office building is supposed either on heating or cooling mode or has been stopped.

Cycling phenomenon occurs when HP works at low partial load ON/OFF mode control. The annual COP expresses the ratio of heat and cooling energy provided by the HP during the year on the energy consumed by the compressors. The Annual Performance Factor APF (+ auxiliaries) is the ratio of heating and cooling on all electricity consumed (compressor, crankcase heating resistance, standby). Following the results of Flash [24], the thermodynamic losses are supposed negligible and only the energy consumption of parasitic are considered here (crankcase heater being the most important one).

Simulation results obtained (table 5) show the variety of the HP seasonal performance as a function of climatic conditions. Nice, well known for hot weather, has the highest seasonal performance since the HP is cooling mode oriented, therefore Nancy, with colder weather, has the minimal seasonal performance.

6 CONCLUSION

A vapor compression cycle model has been developed to simulate the performance of an air-to-water R410A based reversible heat pump at off design conditions. The global model includes detailed submodels of the system components: compressor, heat exchangers, and expansion device. The model was successfully tested on a real prototype; it predicts

characteristics of the cycle with a difference of only 5 % in the cooling mode and 8 % in the heating mode as compared with the experimental results. It is able to calculate a complete cycle in a few seconds.

The coupling with the building simulation model enables the optimization of the reversible heat pump in conditions where energy consumption has the largest impact, part load and reduced temperature as compared to standard conditions.

The optimization is to be completed by an economical study defining cost functions for the improvement paths.

7 ACKNOWLEDGEMENT

This work was supported financially by the ADEME the French Agency for Environment and Energy Management.

8 NOMENCLATURE

A	Area [m ²]	M	Molar mass [kg/mol]
Bo	Boiling number	p	Pressure [Pa]
COP	Coefficient of performance	Pcorr	Corrugation pitch
COP	Coefficient of performance	PHE	Plate heat exchanger
D	Diameter [m]	Pr	Prandtl number
EER	Energy efficiency ratio	q	Heat flux [W/m ²]
EXV	Electronic expansion valve	Re	Reynolds number
FTHE	Finned tube heat exchanger	SCOP	Seasonal coefficient of performance
G	Mass flux [kg/(m ² .s)]	SEER	Seasonal efficiency ratio
Ge	Non-dimensional geometric parameter	T	Temperature [K]
h	Heat transfer coefficient [W/(m ² .K)]	TXV	Thermostatic expansion valve
h	Enthalpy [kg/kJ]	V	Volume [m ³]
HE	Heat exchanger	v	Specific volume [m ³ /kg]
j	j-factor	x	Two-phase quality
LMTD	Log mean temperature difference	\dot{W}	Power [W]
H _{lv}	Latent heat of vaporization		
Greek			
τ	Compression ratio	ρ	Density [kg/m ³]
η_{is}	Isentropic efficiency	η_{vol}	Volumetric efficiency
η_g	Global efficiency	η_{mec}	Mechanical efficiency
Subscripts			
b	boiling	d	dew
c	cold	h	hot
c	condenser	i	inlet
comp	compressor	is	isentropic
e	evaporator	o	outlet
eq	equivalent	l	liquid
sp	single phase	liq	liquid
nb	nucleate boiling	v	vapor
cb	convective boiling		

9 REFERENCES

- [1] Ponce Arrieta, F.R., and E.E. Silva Lora. 2005. Influence of ambient temperature on combined-cycle power-plant performance. *Applied Energy* 80, pp. 261–272.
- [2] Rice, C.K., and S.K. Fischer. 1983. The Oak Ridge Heat Pump Models: 1. A Steady-State Computer Design Model for Air-To-Air Heat Pumps. Technical Report ORNL/CON-80/R1, Oak Ridge National Laboratory.
- [3] Palm, B., and J. Claesson. 2006. Plate heat exchangers: calculation methods for single and two-phase flow, *Heat Transfer Engineering*, 27(4), pp. 88 – 98.
- [4] Thome J.R., V. Dupont, and A.M. Jacobi. 2004. Heat transfer model for evaporation in microchannels Part I, Part II, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 47 (2004), pp. 3375 – 3385, and 51 (2008) pp. 5415 – 5425.
- [5] Harms, T.M., J.E. Braun, and E.A.Groll. 2004. The impact of modeling complexity and two-phase flow parameters on the accuracy of system modeling for unitary air conditioners, *HVAC&R Research Journal*, 10 (1), pp. 5 – 20.
- [6] Kohler, G., M. Johnson, J. Gonzalez, and J. Corberan. 2006. 'MPOWER', A simulation code to assist the design of refrigeration and A/C equipment, *Proceedings of the 11th International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, R071.
- [7] Refprop7 (REfERENCE fluid PROPERTIES) program, developed by the National Institute of Standards and Technology NIST.
- [8] Youbi-Idrissia, M., and J. Bonjour. 2008. The effect of oil in refrigeration: Current research issues and critical review of thermodynamic aspects, *International journal of Refrigeration* 3, pp. 165 – 179.
- [9] Filfli, S., and D. Marchio. 2004. Modèle simple de système de climatisation à débit de réfrigérant variable en vue d'un calcul prévisionnel de consommation, *Proceedings IBPSA* (2004).
- [10] Chuan, Z., M. Shanwei, C. Jiangpin and C. Zhijiu. 2006. Experimental analysis of R22 and R407C flow through electronic expansion valve, *Energy Conversion & Management*, 45 (5), pp. 529 – 544.
- [11] Rahhal, C. 2006. PhD Thesis "Conception d'une pompe à chaleur air/eau à haute efficacité énergétique pour la rehabilitation d'installations de chauffage existants", Ecole des Mines de Paris.
- [12] Ayub, Z. H. 2003. Plate Heat Exchanger Literature Survey and New Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for Refrigerant Evaporators, *Heat Transfer Engineering*, 24 (5), pp. 3 – 16.
- [13] Shah, M.M. 1979. A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes, *Int. J. of Heat Mass Transfer*, 22, pp. 547 – 556.
- [14] Thome, J. R. 2005. Condensation in plain horizontal tubes: recent advances in modelling of heat transfer to pure fluids and mixtures. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 27 (1), pp. 23-30.
- [15] Han, D. H., K.J. Lee, and Y. H. Kim. 2003. Experiments on the characteristics of evaporation of R410A in brazed plate heat exchangers with different geometric configurations, *Applied Thermal Engineering* 23, pp. 1209 – 1225.
- [16] Kim, N., B. Youn, and R.L. Webb. 1998. Heat transfer and friction correlations for plain fin and tube heat exchangers. *Proceedings of the 11th International Heat Transfer Conference*, Korea, Vol 6, pp. 209 – 213.
- [17] Bivens, D.B., and A. Yokozeki. 1994. Heat transfer coefficients and transport properties for alternative refrigerants, *Proceedings of International Conference Purdue* (1994), pp. 299 – 303.

- [18] Bivens, D.B., and A. Yokozeki. 1992. Heat transfer of refrigerant mixtures. International Refrigeration Conference Proceedings, Purdue (1992), pp. 141 – 148.
- [19] Rivière, P., E. Kinab, and D. Marchio. 2008. Performance saisonnière des pompes à chaleur, PERSAPAC Project, Rapport intermédiaire ADEME / ARMINES contrat n°0507C0073 2008.
- [20] Italian Standard UNI 10963. 2005. Air conditioners, chillers and heat pumps- part load tests.
- [21] Bettanini, E., A. Gastaldello, and L. Schibuola. 2003. Simplified models to simulate part load performances of air conditioning equipments, 8th Int. IBPSA Conference, Eindhoven, Netherlands.
- [22] Eurovent-Certifications. Air-conditioning and refrigeration products certification programs according to European and international standards, www.eurovent-certification.com
- [23] European Standard EN 14511-3. 2004. Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors for space heating and cooling – Part 3 Test methods, AFNOR.
- [24] Flach-Malaspina, N., J.M. Lebreton, and D. Clodic. 2004. Performances of a new air-to-water system with controlled heat capacity, Proceedings of the 10th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, R085.
- [25] Kinab E., D. Marchio, P. Rivière. 2008. Seasonal coefficient of performance of heat pumps, Proceedings of the 12th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, 2312.
- [26] Rivière, P., et al. 2005. A method to reduce European chiller hourly load curves to a few points, Proceedings of Climamed conference 2005.

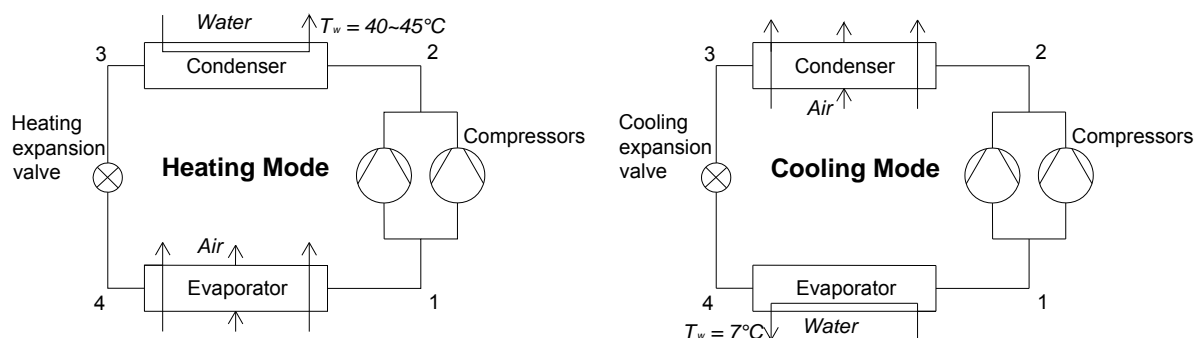


Figure 1: Layout of the vapor compression refrigeration system in heating and cooling modes

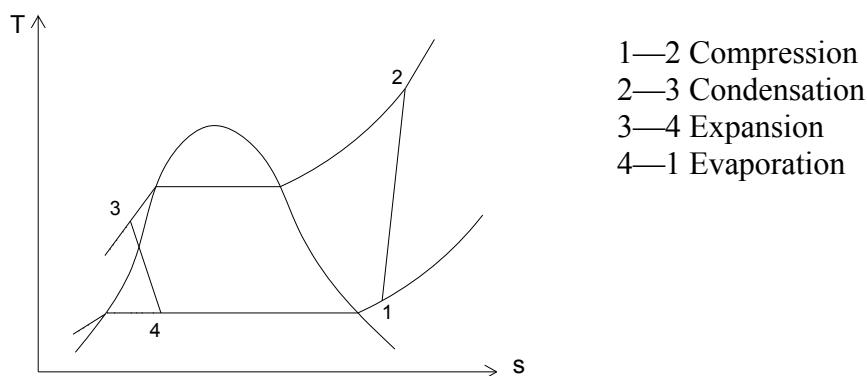


Figure 2: R410A vapor compression cycle on T-s diagram with one or two compressors

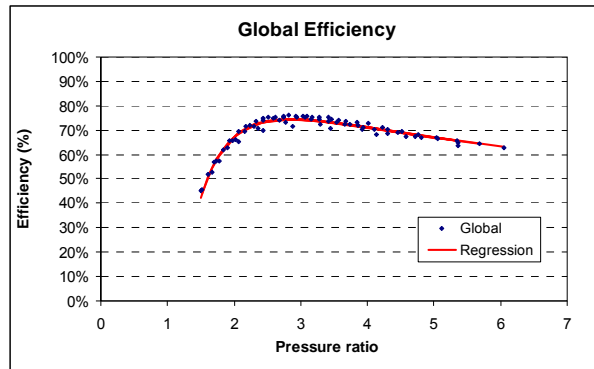


Figure 3: Compressor global efficiency

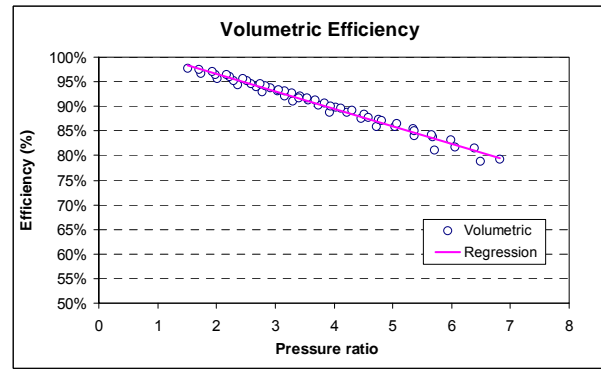


Figure 4: Compressor volumetric efficiency

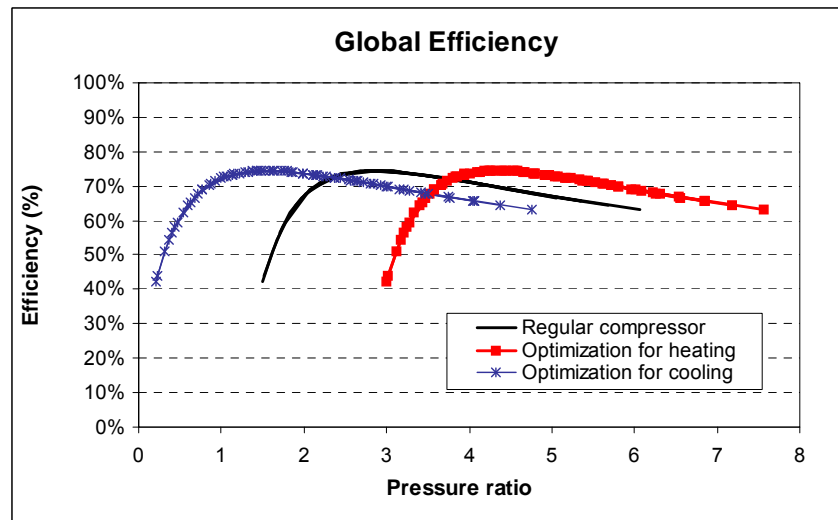


Figure 5: Compressor global efficiency optimized for heating mode (to the right) and for cooling mode (to the left)

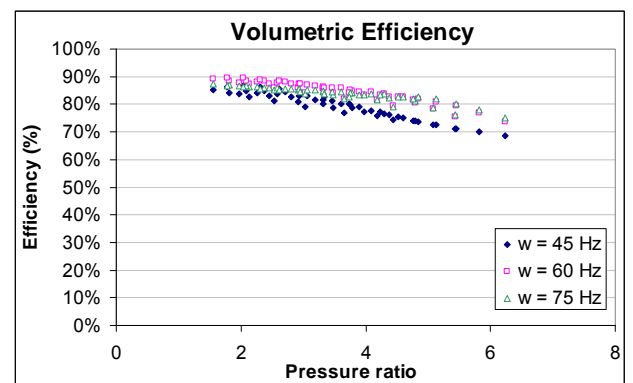
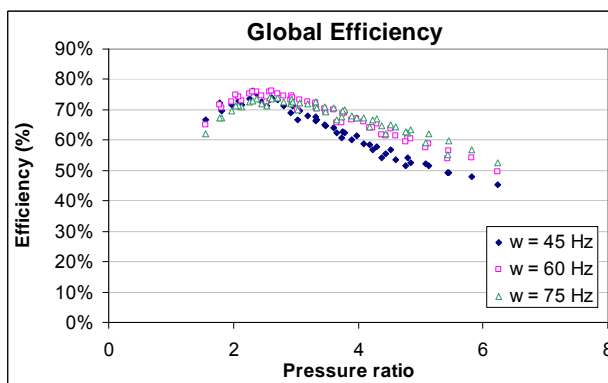


Figure 6: Variable speed compressor global efficiency and volumetric efficiency function of pressure ratio and compressor frequency [9]

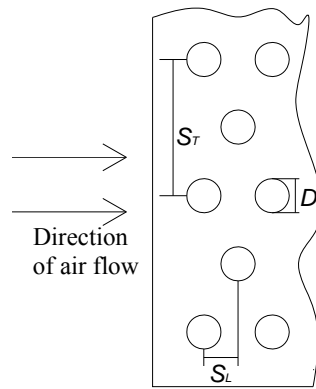


Figure 7: FTHE side cutaway view

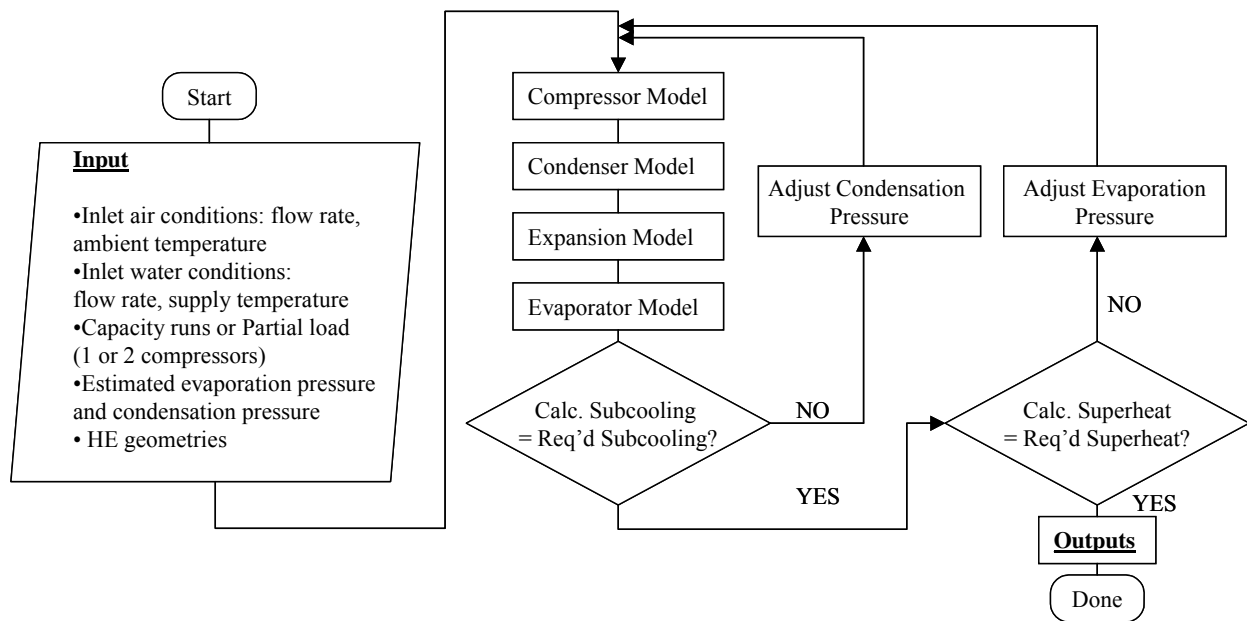
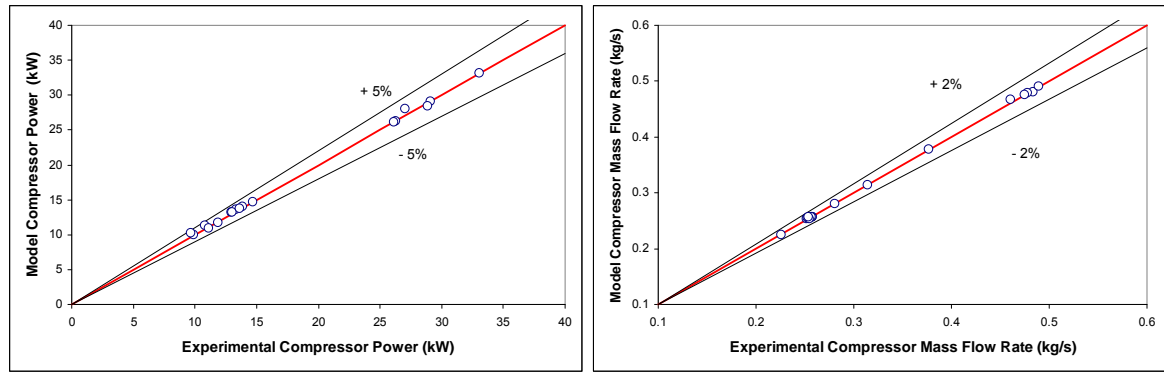


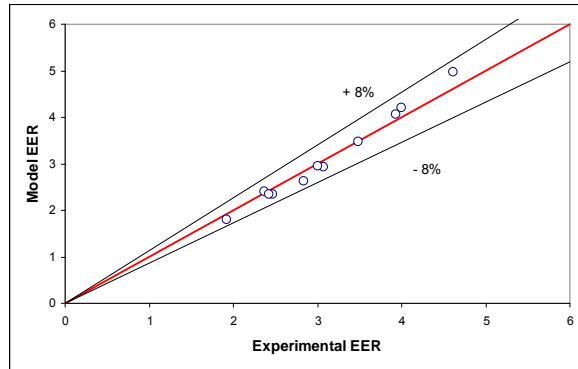
Figure 8: Overall model flowchart



Figure 9: Test machine

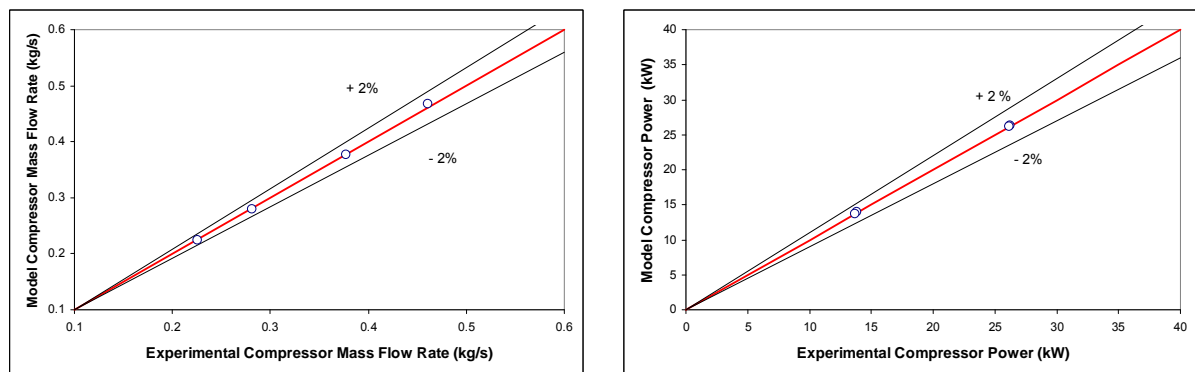


a) b)



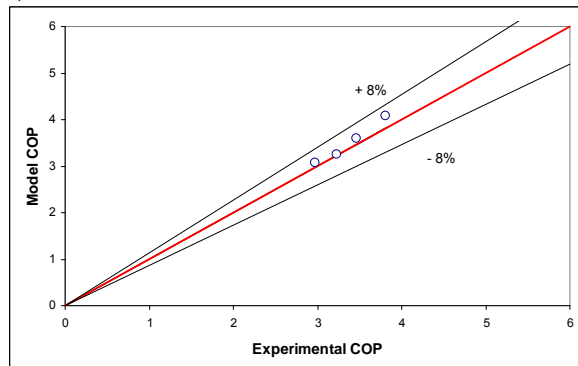
c)

Figure 10: Comparison between model and experiments results in cooling mode



a)

b)



c)

Figure 11: Comparison between model and experiments results in heating mode

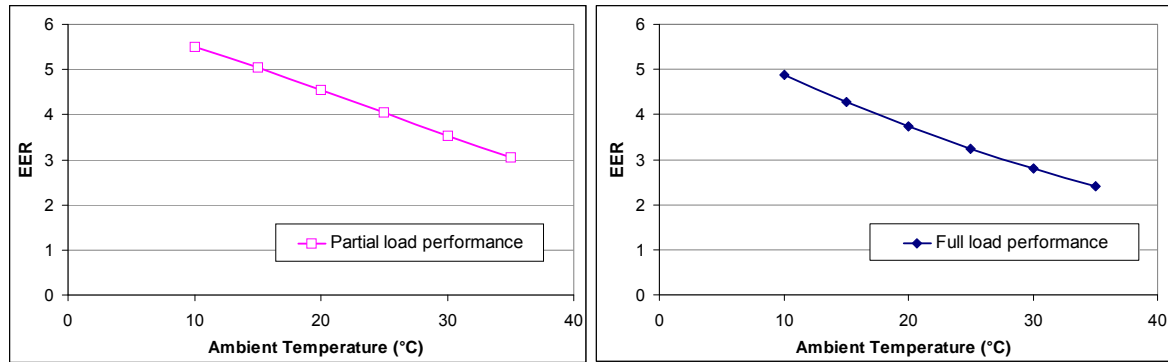


Figure 12: Cooling mode performance at partial load (left) and full load (right)

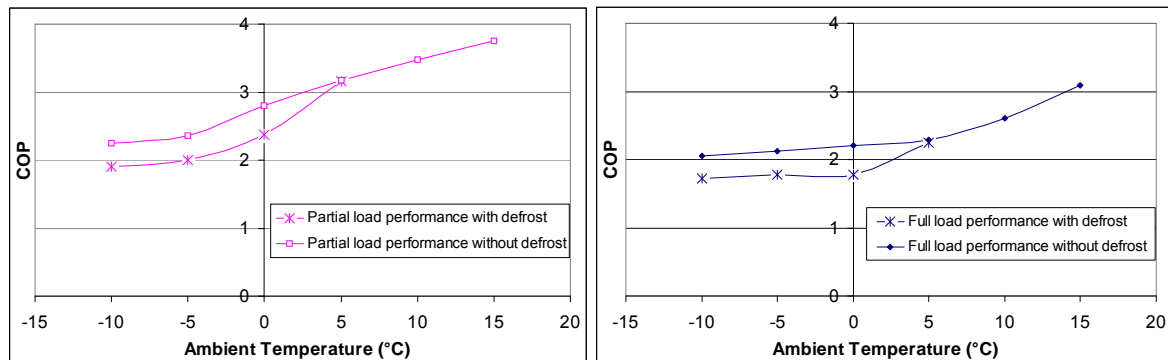


Figure 13: Heating mode performance at partial load (left) and full load (right)

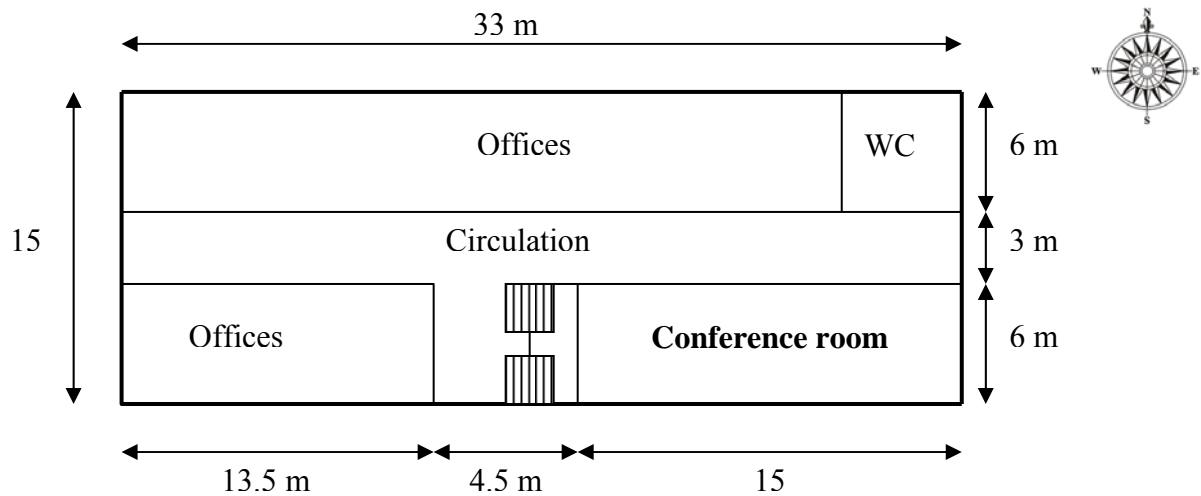


Figure 14: The simulated office building

Table 1: Tested points in cooling mode

N° point	T _{air} (°C)	T _{inlet water} (°C)	T _{outlet water} (°C)	Load (1 or 2 compressors)	Water flow rate (m ³ /h)
1	35	11.9	6.9	2	12.3
2	35	10.0	7.3	1	12.3
3	30	12.9	7.5	2	12.2
4	25	10.0	7.0	1	12.2
5	26	10.1	7.1	1	12.3

6	44	11.5	7.1	2	12.3
7	43	9.4	7.0	1	12.3
8	20	10.3	7.1	1	12.3
9	15	9.8	6.7	1	12.3
10	35	18.6	15.1	1	12.2
11	30	9.7	6.9	1	12.5
12	35	11.7	6.8	2	12.2
13	35	9.9	7.2	1	12.2

Table 2: Tested points in heating mode

N° point	Tair (°C)	T inlet water(°C)	T outlet water (°C)	Load (1 or 2 compressors)	Water flow rate (m³/h)
1	15	39.9	45.2	2	14.9
2	15	42.0	45.1	1	14.8
3	7	42.2	44.8	1	14.7
4	8	40.8	45.5	2	14.5

Table 3 : Test results for cooling mode

N° point	Cooling capacity (kW)	Compressor Power (kW)	EER
1	71.7	29.1	2.5
2	39.7	12.9	3.1
3	76.9	27.0	2.8
4	43.3	10.8	4.0
5	43.8	11.1	3.9
6	63.4	33.0	1.9
7	34.8	14.7	2.4
8	45.5	9.9	4.6
9	44.5	9.7	4.6
10	49.2	13.4	3.7
11	41.5	11.9	3.5
12	70.0	28.9	2.4
13	39.1	13.0	3.0

Table 4 : Test results for heating mode

N° point	Heating capacity (kW)	Compressor Power (kW)	COP
1	90.7	26.2	3.5
2	52.7	13.8	3.8
3	44.1	13.7	3.2
4	77.7	26.1	3.0

Table 5 : Seasonal performance of the HP

	Nice	Nancy	Macon	Trappes
SEER	4.01	4.21	4.24	4.45
SEER (+cycling)	3.86	3.96	4.01	4.21
SCOP	3.27	2.76	2.93	2.93
SCOP (+cycling)	3.10	2.65	2.79	2.83
Annual COP	3.76	3.14	3.43	3.36
Annual COP (+ auxiliaries)	3.34	2.83	3.05	3.04
% loss	11.17%	9.79%	11.20%	9.51%

REFERENCES

- [ADEME 2007] Les chiffres clés du bâtiment 2007. Agence de l'Environnement et de la Maîtrise de l'Energie.
- [ADEME 2005] Note de cadrage sur le contenu CO₂ du kWh par usage en France, 2005. Agence de l'Environnement et de la Maîtrise de l'Energie.
- [AFPAC 2008] Le marché de la PAC, 2008. Association française des pompes à chaleur.
- [APACHE 2008] Amélioration des pompes à chaleur à haute efficacité énergétique, 2008. Projet APACHE, Rapport final ADEME / ARMINES contrat n° 0307C066 2008.
- [ARI 550/590] ARI Standard 550/590-1998. Standard for Water Chilling Packages Using the Vapor Compression Cycle. Air conditioning and Refrigeration Institute.
- [Argaud 2001] Argaud T., 2001. Thèse de doctorat "Optimisation énergétique des cycles de givrage – dégivrage des PAC inversables air/eau sur plancher destinées au secteur résidentiel", CEP, Ecole des Mines de Paris.
- [Benouali 2002] Benouali J., 2002. Thèse de doctorat "Etudes et minimisation des consommations des systèmes de climatisation automobile", CEP, Ecole des Mines de Paris.
- [Bensafi 1999] Bensafi A., Borg S., Naziri I., 1999. Design and simulation of heat pumps and A/C equipment using pure and mixed refrigerants with MoMo (Modular Modelling), CETIAT, Lyon France.
- [Bettanini 2003] Bettanini, E., A. Gastaldello, and L. Schibuola. 2003. Simplified models to simulate part load performances of air conditioning equipments, 8th Int. IBPSA Conference, Eindhoven, Netherlands.
- [Bigot 2001] Bigot G., 2001. Thèse de doctorat "Etude et conception des systèmes air-air inversables utilisant des mélanges à glissement de température", CEP Ecole des Mines de Paris.
- [Bivens 1994] D.B Bivens and A. Yokozeki, 1994. "Heat transfer coefficients and transport properties for alternative refrigerants", Proc. Int. Conf. Purdue, p 299-303, 1994.
- [Bivens 1992] D.B. Bivens and A. Yokozeki, 1992. Heat transfer of refrigerant mixtures. Proc. Int. Conf. Purdue (1992), pp. 141–148, 1992.
- [Bonjour 2003] Youbi-Idrissi M., Bonjour J., Terrier MF, Meunier F, 2003. 'Estimation de la charge en fluide frigorigène : état de l'art : Échangeurs thermiques = Estimation of the refrigerant-mass : state of the art', Revue générale du froid 2003, no°OCT, pp. 31-38.
- [Bory 2008] Bory D., 2008. Thèse de doctorat "Analysis and simulation of defects of operation for air conditioning audit", CEP, Ecole des Mines de Paris.

Références

- [BP 2008] BP Statistical Review of World Energy, June 2008.
- [Clodic 2007] Clodic, D., 2007. 'Technologies frigorifiques innovantes pour réduire les impacts environnementaux', Revue Générale du Froid & du conditionnement d'air, n°Octobre 2007.
- [Clodic 1998] Clodic, D., Benamer, 1998. Mesures de gains énergétiques associés a la vitesse variable, Revue Pratique du Froid, n°854, p. 18-20, 1998.
- [Chisholm 1967] Chisholm D., 1967. A theoretical basis for the Lockhart–Martinelli correlation for two-phase flow. Int. J. Heat Mass Transfer **10** (1967), pp. 1767–1778.
- [Colasson 2007] Colasson S, 2007. Echangeurs mini-canaux : application à une machine frigorifique dans le cadre du projet APACHE", Greth, CEA, 2007.
- [Conan 1988] J-G. Conan, Réfrigération industrielle, Ed. Eyrolles, 1988.
- [Cuevas 2009] Cuevas C., and J. Lebrun, 2009. 'Testing and modelling of a variable speed scroll compressor' Applied Thermal Engineering 29 (2009) 469 – 478.
- [Copeland 2006] Copeland Selection Software compressor, condensing unit, heat pump and controls families, version 6.21, 2006.
- [ConsoClim 2005] ConsoClim 2005, Cahier des algorithmes Consoclim, Cahier CSTB, version 2005.
- [Danfoss 2006] Thermostatic expansion valves, type TRE10, TRE20, TRE40, and TRE80, 2006. Technical leaflet, Danfoss.
- [DGEMP 2007] Bilan énergétique de la France pour 2007, Direction Générale de l'Énergie et des Matières Premières Observatoire de l'Énergie, 2007.
- [Dehausse 1974] R. Dehausse, 1974. Cours de machines thermodynamiques, Ecole des Mines de paris, 1974.
- [Dittus 1930] Dittus, P. W., and L. M. K. Boelter, 1930. Univ. Calif. Pub. Eng., Vol. 2, No. 13, pp. 443-461 (1930), reprinted in Int. Comm. Heat Mass Transfer, Vol. 12, pp. 3-22 (1985).
- [EN14511 2004] Climatiseurs, groupes refroidisseurs de liquide et pompes à chaleur avec compresseur entraîné par moteur électrique pour le chauffage et la réfrigération, AFNOR, 2004.
- [EHPA 2008] European Heat Pump Statistics Outlook 2008, European Heat Pump Association.
- [Eurostat 2008] Prix de l'électricité par type d'utilisateur - Euro par kWh, Statistiques européennes 2008.
- [Filfli 2006] Filfli S., 2006. Thèse de doctorat "Optimisation bâtiment/système pour minimiser les consommations dues à la climatisation", CEP, Ecole des Mines de Paris.

- [Filfli 2004] Filfli S., Marchio D., 2004. Modèle simple de système de climatisation à débit de réfrigérant variable en vue d'un calcul prévisionnel de consommation, IBPSA Proceedings 2004.
- [Flach 2004] Flach-Malaspina, N., 2004. Thèse de doctorat "Conception globale d'une pompe à chaleur air/eau inversable à puissance variable pour le secteur résidentiel", CEP, Ecole des Mines de Paris.
- [Fox 2004] Fox R., McDonald A., and Pritchard P., 2004. "Introduction to fluid mechanics", 6th edition, 2004.
- [Fuller 2008] Fuller Sieglinde, 2008. Life-Cycle Cost Analysis (LCCA), National Institute of Standards and Technology (NIST).
- [Gaveau 1999] Gaveau O., 1999. Thèse de doctorat "Etude expérimentale et modélisation à peu de paramètres de systèmes de climatisation automobile", CEP, Ecole des Mines de Paris.
- [Haberschill 2002] Haberschill P., Nicolae O., Lallemand M., 2002. Caractérisation de détendeurs thermostatiques pour machines frigorifiques au 407C, COFRET'02. Bucarest (Roumanie), p.210-216, avril 2002.
- [Haberschill 1994] Haberschill P., Borg S., Mondot M., Lallemand M., 1994. 'Hermetic compressor models determination of parameters from a minimum number of tests', Proceedings Int. Conf. Purdue, 1994.
- [Hamdar 2008] Hamdar M., 2008. Thèse de doctorat "Conception et optimisation d'un système indirect de climatisation ferroviaire", CEP, Ecole des Mines de Paris.
- [Han 2003] Han, D H, Lee, K J, and Kim, Y H, 2003. Experiments on the characteristics of evaporation of R410A in brazed plate heat exchangers with different geometric configurations, Applied Thermal Engineering 23 (2003) 1209–1225.
- [Harms 2004] Harms Todd M., Braun James E., Groll Eckhard A., 2004. The impact of modeling complexity and two-phase flow parameters on the accuracy of system modeling for unitary air conditioners, HVAC&R Research Journal; Jan2004, Vol. 10 Issue 1, p5-20, 16p.
- [Hayachi 1977a] Y. Hayashi, K. Aoki and H. Yuhara, 1977. Study of frost formation based on a theoretical model of the frost layer. Heat Transfer- Japanese Research 6 3 (1977), pp. 79–94.
- [Hayachi 1977b] Y. Hayashi, A. Aoki, S. Adachi and K. Hori, 1977. Study of frost properties correlating with frost formation types. Journal of Heat Transfer 99 (1977), pp. 239–245
- [Heavner 1993] R.L. Heavner, H. Kumar and A.S. Wanniarasekera, 1993. Performance of an industrial plate heat exchanger: effect of chevron angle, AIChE Symp. Ser. No. 295, Vol. 89, Heat Transfer, Am. Inst. Chem. Eng. Atlanta, GA, 1993, pp. 262-267.

- [Ilic 2002] Ilic S.M., Bullard C.W., and Hrnjak P., 2002. Experimental Comparison of Continuous vs. Pulsed Flow Modulation in Vapor Compression Systems, International Compressor Engineering Conference, Purdue University, West Lafayette, USA, 2002.
- [IMST ART 2002] José M. Corberán, José González, Pablo Montes, Rafael Blasco, 2002. 'ART' A computer code to assist the design of refrigeration and A/C equipment, Applied Thermodynamics department, Universidad Politécnica de Valencia, SPAIN 2002.
- [Kandlikar 2002] Kandlikar, S., 2002. Fundamentals issues related to flow boiling in minichannels and microchannels, Exp. Therm. Fluid Sci., 26, 2002, 389-407.
- [Kim 1999] Kim, N-H., Youn, B., and Webb, R. L., 1999. "Air-Side Heat Transfer and Friction Correlations for Plain Fin-and-Tube Heat Exchangers with Staggered Tube Arrangements," J. Heat Transfer, Vol. 121, pp. 662 - 667.
- [Kim 1998] Kim, N. H., Youn, B., and Webb, R. L., 1998. "Heat Transfer and Friction Correlations for Plain Fin-and-Tube Heat Exchangers," Heat Transfer 1998, Proc. 11th Int'l. Heat Transfer Conf., Kyongju, Korea, Vol. 6, pp. 209-213.
- [Kinab 2009a] Kinab, E., Marchio, D., Rivière, P., 2009. "Modeling of reversible heat pump for seasonal performance optimization", Energy and Building Journal, 2009.
- [Kinab 2009b] Kinab, E., Marchio, D., Rivière, P., 2009. "Importance de la consommation de maintien en température des compresseurs de pompe à chaleur air eau", Rapport final ADEME / ARMINES contrat n° 8003096 2008.
- [Kinab 2008] Kinab, E., Marchio, D., Rivière, P., 2008. "Seasonal Coefficient of Performance of Heat Pumps", , "12th International Refrigeration and Air Conditioning Conference & 19th International Compressor Engineering Conference at Purdue University, West Lafayette, USA, July 14-17, 2008".
- [Kinab 2007] Kinab, E., Fau, A., Marchio, D., Rivière, P., 2007. "Model of a Reversible Heat Pump for Part Load Energy Based Optimization Design", Well Being Indoors Clima2007, Helsinki, Finland, June 2007.
- [Kohler 2006] Kohler G, Johnson M, Gonzalez J, Corberan J. 2006. 'MPOWER', A simulation code to assist the design of refrigeration and A/C equipment, Proceedings of the 11th International Refrigeration and Air Conditioning Conference, July 2006, R071.
- [Lallemand 2003] Lallemand, A., 2003. Compression et détente des gaz et des vapeurs. Techniques de l'Ingénieur, traité génie énergétique, BE8013, avril 2003.

Références

- [LeRoy 2000] LeRoy J., Groll E., Braun J., 2000. Evaluating the Accuracy of PUREZ in Predicting Unitary Equipment Performance, ASHRAE Transactions, V. 106, 2000.
- [Liu 1991] Liu, Z., Winterton, R., 1991. A general correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli, based on a nucleate pool boiling equation, Int. J. Heat Mass Trans., 34, 2759-2766.
- [Longo 2008] Giovanni A. Longo, 2008. Refrigerant R134a condensation heat transfer and pressure drop inside a small brazed plate heat exchanger, International journal of refrigeration 31 (2008) 780 – 789.
- [Lottin 2002] Lottin O., Guillemet P., Lebreton JM, Feidt M., 2002. « Huiles synthétiques et HFC partie II : comportement des échangeurs, Energie – Environnement - Économie et Thermodynamique, Colloque Franco – Roumain, Avril 2002.
- [Mao 1992] Y. Mao, R.W. Besant and K.S. Rezkallah, 1992. Measurement and correlations of frost properties with airflow over a flat plate. ASHRAE Trans. 98 (1992), pp. 65–78.
- [Mao 1993] Mao, Y., Besant, R. W., and Falk, J., 1992. "Measurement and Correlations of Frost Properties with Laminar Airflow at Room Temperature over a Flat Pate, ASHRAE Trans 99(1992) p2 pp.739-745.
- [MEEDAT 2008] Statistiques énergétiques France Juin 2008, Ministère de l'Industrie Ministère de l'Écologie, de l'Energie, du Développement durable et de l'Aménagement du territoire.
- [Palm 2006] Palm, B, and Claesson, J, 2006. Plate heat exchangers: calculation methods for single and two-phase flow, Heat Transfer Engineering, 27(4): 88-98, 2006.
- [Pan 2000] Pan X., 2000. Thèse de doctorat "Etude et modélisation d'un meuble frigorifique de vente (MFV) à haute efficacité énergétique", CEP, Ecole des Mines de Paris.
- [Perrotin 2004] Perrotin T, 2004. Thèse de doctorat "Etude coté air d'échangeurs à haute efficacité énergétique dans les systèmes de conditionnement d'air résidentiels", CEP, Ecole des Mines de Paris.
- [PERSAPAC 2008] Rivière, P., E. Kinab, et D. Marchio. 2008. Performance saisonnière des pompes à chaleur, Projet PERSAPAC, Rapport intermédiaire ADEME / ARMINES contrat n°0507C0073 2008.
- [Rached 2003] Rached W., 2003. Thèse de doctorat "Etude et conception des pompes à chaleur air/eau utilisant des mélanges a grand glissement de température et a faible GWP", CEP, Ecole des Mines de Paris.
- [Rahhal 2006] Rahhal C., 2006. Thèse de doctorat "Conception d'une pompe à chaleur air/eau à haute efficacité énergétique pour la rehabilitation d'installations de chauffage existants", CEP, Ecole des Mines de Paris.

Références

- [Refprop7] (REfERENCE fluid PROPERTIES) program, developed by the National Institute of Standards and Technology NIST.
- [Rice 1983] Rice, C K., Fischer, S K, 1983. The Oak Ridge Heat Pump Models: 1. A Steady-State Computer Design Model for Air-To-Air Heat Pumps. Technical Report ORNL/CON-80/R1, Oak Ridge National Laboratory.
- [Rivière 2004] Rivière P., 2004. Thèse de doctorat " Performances saisonnières des groupes de production d'eau glacée ", CEP, Ecole des Mines de Paris.
- [Robinson 2000] Robinson D., Groll E., 2000. Theoretical performance comparison of CO₂ transcritical cycle technology for a military packaged air conditioner application, HVAC&R Research, Vol. 6, No. 4, October 2000.
- [RS+3 2007] Danfoss Compressor and condensing unit selection tool V3.4, 2007.
- [RT2005] Réglementation thermique 2005, Direction générale de l'Urbanisme de l'Habitat et de la Construction.
- [Senshu 1990] T. Senshu, H. Yasuda, K. Oguni and K. Nishibane, 1990. Heat pump performance under frosting conditions. Part I & II. Heat and mass transfer on cross-finned tube heat exchangers under frosting conditions, ASHRAE Trans 96 (1990), pp. 324–336.
- [Serth 2007] Serth R., 2007. Process heat transfer, Principles and Applications, Department of Chemical and Natural Gas Engineering Texas A&M University – Kingsville, 2007.
- [Shah 1979] M.M. Shah, 1979. "A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes", Int. J. of Heat Mass Transfer, Vol. 22, p 547-556, 1979.
- [Shao 2004] Shao S., Shi W., Li X., Chen H., 2004. " Performance representation of variable-speed compressor for inverter air conditioners based on experimental data ", Int. J. of refrigeration, Vol. 27, p 805-815, 2004.
- [Stabat 2007] Stabat, P., 2007. Analysis of Building Heating and Cooling Demands, In: Lebrun, J., Heat Pumping and Reversible Air Conditioning, IEA, Annex 48, 2007.
- [Talik 1995] Talik AC, Swanson LW, Fletcher LS, Anand NK, 1995. Heat transfer and pressure drop characteristics of a plate heat exchanger, ASME/JSME Thermal Engineering Conference, Vol. 4, pp. 321-329.
- [Thome 2005a] Thome, J. R. and Ribatski, G., 2005. State-of-the-Art of Two-Phase Flow and Flow Boiling Heat Transfer and Pressure Drop of CO₂ in Macro- and Micro-Channels, International Journal of Refrigeration, 28, 1149-1168.
- [Thome 2005b] Thome, J. R., 2005. 'Condensation in plain horizontal tubes: recent advances in modelling of heat transfer to pure fluids and mixtures', J. Braz. Soc. Mech. Sci. & Eng., Rio de Janeiro, v. 27, n. 1, Mar. 2005.
- [Thome 2004] Thome J.R., Dupont V., Jacobi A.M., 2004. Heat transfer model for

Références

- evaporation in microchannels Part I, Part II. International Journal of Heat and Mass Transfer 47 (2004).
- [UNI 2005] UNI 10963 : Air conditioners, chillers and heat pumps- part load tests. 2005.
- [Webb 1998] Webb, R. L., Zhang, M., Narayanamurthy, R., 1998. Condensation heat transfer in small diameter tubes, Proc. Of the 11th Int. Heat Transfer Conf., Vol. 6, 403-408, 1998.
- [Zoughaib 2006] Zoughaib A., Clodic D., 2006. 'Vitesse variable des compresseurs et lubrification', Revue générale du froid & air conditionnement, n° Mai 2005.
- [CLAPS] <http://www.clasponline.org/index.php>
- [CIAT] <http://www.ciat.fr/>
- [Copeland] <http://www.emersonclimate.com/>
- [Danfoss] <http://www.danfoss.com/>
- [Eurovent] Eurovent Certifications, Programmes de certification pour produits de réfrigération et conditionnement d'air. www.eurovent-certification.com
- [Revos] <http://www.revos.cz>
- [Somapro] <http://www.somapro-dz.com>